



Universidade de Aveiro

Departamento de Engenharia Mecânica

2014

**Fernando Jorge
Antunes Vergas**

**Análise Estrutural de um Eixo Autodirecional de Reboque
Rodoviário**



Universidade de Aveiro
2014

Departamento de Engenharia Mecânica

Fernando Jorge
Antunes Vergas

Análise Estrutural de um Eixo Autodirecional de Reboque
Rodoviário

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri

Presidente

Prof. Doutor João Paulo Davim Tavares da Silva

Professor Associado C/ Agregação da Universidade de Aveiro

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves

Professor Auxiliar da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (arguente)

Prof. Doutor Francisco Queirós de Melo

Professor Associado da Universidade de Aveiro (orientador)

Agradecimentos

Quero agradecer ao Professor Doutor Francisco Queirós de Melo pela ótima orientação, disponibilidade e pela amizade que permitiu que se construísse ao longo do tempo.

Agradeço a todos que contribuíram para o terminar desta etapa e que de alguma forma contribuíram para a realização deste sonho. Foi um percurso árduo, em que muitas amizades cresceram e crescerão após o finalizar desta etapa académica.

Muito obrigado.

Palavras-chave

Eixo autodirecional, rodoviário, parâmetros geométricos, reboque, cinemática, traçado simples, método dos elementos finitos.

Resumo

A dissertação que aqui se apresenta prende-se com a criação de um eixo autodireccional de processos e de fabrico simples, já que uma das maiores preocupações é limitar o seu custo, mas sem afetar a segurança do veículo que este equipe. Nos dias atuais, o custo associado a um novo produto representa cada vez mais um papel fulcral na sua inserção e aceitação no mercado.

Para atingir esse objetivo foi feita uma pesquisa sobre os produtos similares existentes no mercado, o modo como foram fabricados e a forma como são usados.

Usando o *software* de CAD *SolidWorks* 2014, conseguiu-se obter uma geometria de traçado simples. Também recorrendo ao *SolidWorks* 2014, foi possível simular comportamentos reais dos vários elementos e recolher dados fornecidos pelo *software*, que utiliza o método dos elementos finitos para a análise.

Keywords

Self-steering axle, highway, geometric parameters, trailer, kinematics, simple layout, finite element method.

Abstract

The thesis presented here deals with the creation of a self-steering axle with simple manufacturing processes, since one of the biggest concerns is to limit his cost, but without affecting the safety of the vehicle. Nowadays, the cost associated with a new product represents an increasingly role in their insertion and market acceptance.

To achieve this goal was made a research on similar products on the market, the way they are manufactured and how they are used.

Using CAD software SolidWorks 2014, managed to get a simple geometry. Also using the SolidWorks 2014, it was possible to simulate the real behaviors of the different elements and collect the data provided by software, which uses the finite element method for the analysis.

Índice

1	Introdução: Soluções clássicas de projeto existentes	2
1.1	Reboque: cinemática essencial	2
1.2	Parâmetros geométricos de projeto	3
1.2.1	Ângulo <i>Caster</i> (ou <i>Castor</i>)	4
1.2.2	Ângulo de <i>Camber</i>	5
1.2.3	Ângulo de convergência das rodas	7
1.3	Soluções de engenharia	8
2	Eixo autodirecional	12
2.1	Enquadramento	12
2.2	O mercado	12
2.3	O Modelo	16
2.4	Montagem	25
2.5	Material	29
3	Modelação de forças e análise estrutural	30
3.1	<i>Software</i>	30
3.2	Modelação de forças	31
3.3	Análise estrutural	34
3.3.1	Análise estática de tensões	34
3.3.1.1	Em caso de travagem	34
3.3.1.2	No caso de quase impacto	38
3.3.2	Análise à fadiga	41
4	Conclusão	42
5	Trabalhos futuros	44
6	Bibliografia	46
7	Anexo A – Desenhos de definição	48
8	Anexo B – Resultados das simulações	50

9	Anexo C - Diversos	52
9.1	Cálculo de Pressão	53
9.2	Dimensionamento à Fadiga	54

Índice de Figuras

Figura 1 - Rudolph Ackermann (1764 - 1834) [1]	2
Figura 2 - Geometria de Ackermann [3]	3
Figura 3 - Ângulo <i>Caster</i> num sistema de <i>king pin</i> [5]	4
Figura 4 - Ângulo de <i>Camber</i> [4]	5
Figura 5 - Inclinação <i>king pin</i> [4]	6
Figura 6 - Convergência das rodas [4]	7
Figura 7 - Geometria de uma carruagem [3]	9
Figura 8 - Representação esquemática da geometria de Ackermann [3]	9
Figura 9 - Eixo fabricado pela <i>Detroit</i> [6]	13
Figura 10 - Eixo fabricado pela VSE [7]	13
Figura 11 - Outro eixo fabricado pela VSE [7]	14
Figura 12 - Eixo produzido pela BPW [8]	14
Figura 13 - Outra vista do eixo da BPW [8]	15
Figura 14 - Modelo da autoria da <i>Colaert Essieux</i> [9]	15
Figura 15 - Primeiros esboços	17
Figura 16 - Esboço com medidas	17
Figura 17 Geometria inicial	18
Figura 18 - Eixo e seus componentes (1-Trave Central; 2-Cotovelo; 3-Braço; 4-Eixo da Roda; 5-Pino; 6-Apoio Barra de Direção; 7-Barra de Direção; 8-Ajuste Barra de Direção)	19
Figura 19 - Braço	20
Figura 20 - Cotovelo	20
Figura 21 - Trave central	21
Figura 22 - Placa de apoio da barra de direção	21
Figura 23 - Barra de direção	22
Figura 24 - Ajuste de convergência	23
Figura 25 - Pino	23
Figura 26 - Peça representativa do eixo da roda	24
Figura 27 - Representação da Geometria de Ackermann no eixo projetado	25
Figura 28 - Posição de montagem do Rolamento de Agulhas	26
Figura 29 - Posição de montagem do Casquilho	27

Figura 30 - Posição de montagem do Pino	27
Figura 31 - Exemplo de montagem do Eixo projetado à suspensão do veículo [12]	28
Figura 32 - Representação da aplicação de forças e pressões na peça.....	31
Figura 33 - Forças geradas no braço de montagem do <i>king pin</i> por efeito do momento de travagem	32
Figura 34 - Força aplicada na face inferior e pressão no interior do furo	33
Figura 35 - Pressão aplicada na trave	34
Figura 36 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Trave central)	35
Figura 37 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Cotovelo)....	36
Figura 38 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Braço)	37
Figura 39 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Pino).....	38
Figura 40 - Tensões de von Mises num caso quase impacto (Trave central).....	39
Figura 41 - Tensões de von Mises num caso de quase impacto (Cotovelo)	40
Figura 42 - Tensões de von Mises num caso de quase impacto (Braço)	41
Figura 43 - Representação das Reações e Momento em metade do Pino em mm	53

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Descrição e quantidades dos componentes do eixo	28
Tabela 2 - Caraterísticas mecânicas dos aços utilizados [17].....	29

1 Introdução: Soluções clássicas de projeto existentes

1.1 Reboque: cinemática essencial

Um reboque é uma estrutura móvel sobre rodas apta a ser movimentada por um veículo trator. As rodas do reboque são montadas em eixos capazes de orientar a trajetória do reboque e de absorver as irregularidades do piso através da suspensão.

Dada a necessidade de efetuar trajetórias curvas, é necessário existir um eixo capaz de orientar as rodas para efetuar a trajetória curva de modo a que não haja perda de estabilidade e segurança durante a realização da manobra. Tal, significa que as rodas não possam estar submetidas a esforços axiais devido a escorregamento de pneus por interferência das trajetórias a realizar por cada roda. Um exemplo desta situação verifica-se se as rodas estiverem em planos paralelos há escorregamentos axiais e perda de estabilidade por falta de aderência.

Este facto foi analisado por Rudolph Ackermann, anglo-alemão, inicialmente livreiro e mais tarde inventor e engenheiro (Figura 1).



Figura 1 - Rudolph Ackermann (1764 - 1834) [1]

A geometria de direção de Rudolph Ackermann consiste num arranjo geométrico aplicado à direção de um veículo, por forma a resolver o problema de viragem das rodas, permitindo que a roda interior e exterior possam traçar círculos de diferentes raios. [2]

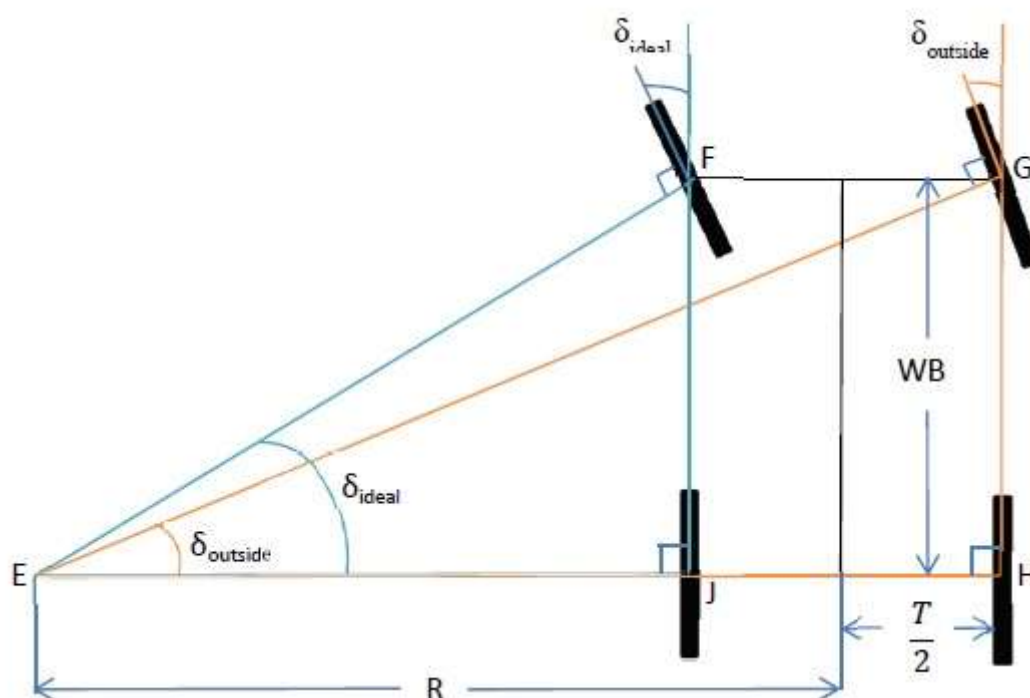


Figura 2 - Geometria de Ackermann [3]

Como se pode observar na Figura 2 que retrata uma típica curva à esquerda, pode-se verificar que cada roda tem o seu próprio ângulo de inclinação, indo cada uma percorrer um traçado circular com raios distintos, contudo no mesmo centro. Isto é garantido por uma barra de direção rígida que une ambos os pinos mestres de direção. Este mecanismo serve de garantia que ambas as rodas tracem circunferências concêntricas apesar do ângulo de viragem.

Desta forma, a intenção de Ackermann é evitar o escorregamento axial das rodas ao descrever uma curva. Ambas as rodas rodam sobre o mesmo ponto central mas com ângulos diferentes, sendo que a roda interior, em curva, apresenta um ângulo maior de viragem em relação à roda exterior. [4]

1.2 Parâmetros geométricos de projeto

Para além do ângulo de viragem das rodas direcionais, anteriormente explicado, há parâmetros de grande importância que devem ser implementados no projeto de um moderno sistema de direção convencional para veículos automóveis, particularmente no caso de eixos autodirecionais aqui analisados.

1.2.1 Ângulo *Caster* (ou *Castor*)

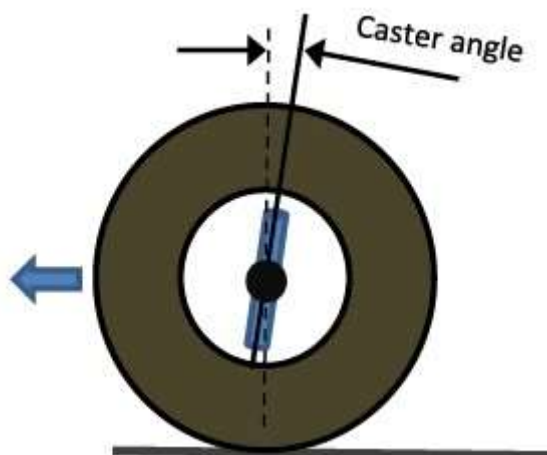


Figura 3 - Ângulo *Caster* num sistema de *king pin* [5]

Uma das mais simples formas de demonstrar a utilidade do ângulo *Caster*, é usar o exemplo da bicicleta, em que é notório que a forqueta da mesma se encontra inclinada para trás. Traçando uma linha reta desde do seu topo, passando no centro da roda, observa-se que a linha não coincidirá com o ponto de contacto do pneu com o piso, mas sim à frente. Uma roda com esta disposição, tem um ângulo *caster* positivo ou, somente, *caster*.

Quando se depara com a configuração contrária, em que o topo do pino mestre está avançado em relação ao ponto de contacto do pneu com o solo e em que a linha traçada por ela está recuada relativamente à vertical, tem-se um ângulo *caster* negativo.

Num veículo com suspensão no eixo, este ângulo *caster* é obtido realizando uma montagem em que o topo do pino mestre (*king pin*, em terminologia inglesa) se encontra inclinado para trás em relação ao sentido de marcha. Este ângulo é normalmente medido em graus. A linha que o mede, é feita utilizando o centro do pino mestre. O ângulo *caster* (Figura 3) é o ângulo formado através desta linha com uma vertical e ambas são observados pela lateral do veículo.

Um *caster* positivo tende a dirigir o veículo em linha reta, depois de realizar uma curva e quando o condutor larga o volante, é o chamado efeito de direção automática.

Tomando mais uma vez como exemplo a bicicleta, enquanto se segue em linha reta, a sua direção tende a seguir direita. Se o guiador for rodado 180°, em que se obtém a configuração oposta, ou seja, um ângulo *caster* negativo, a roda da bicicleta tende a rodar

para a sua posição inicial, demonstrando muita instabilidade na direção enquanto a forqueta, que representa um pino mestre, se encontrar inclinada para trás.

Mas outras forças reagem com um *caster* positivo, em que o veículo com esta configuração tende a seguir uma força aplicada lateralmente sobre ele. É o caso de uma via côncava, em que o veículo tenderá a fugir da via, ou no caso de vento lateral que empurrará o veículo na sua direção. [4]

1.2.2 Ângulo de *Camber*

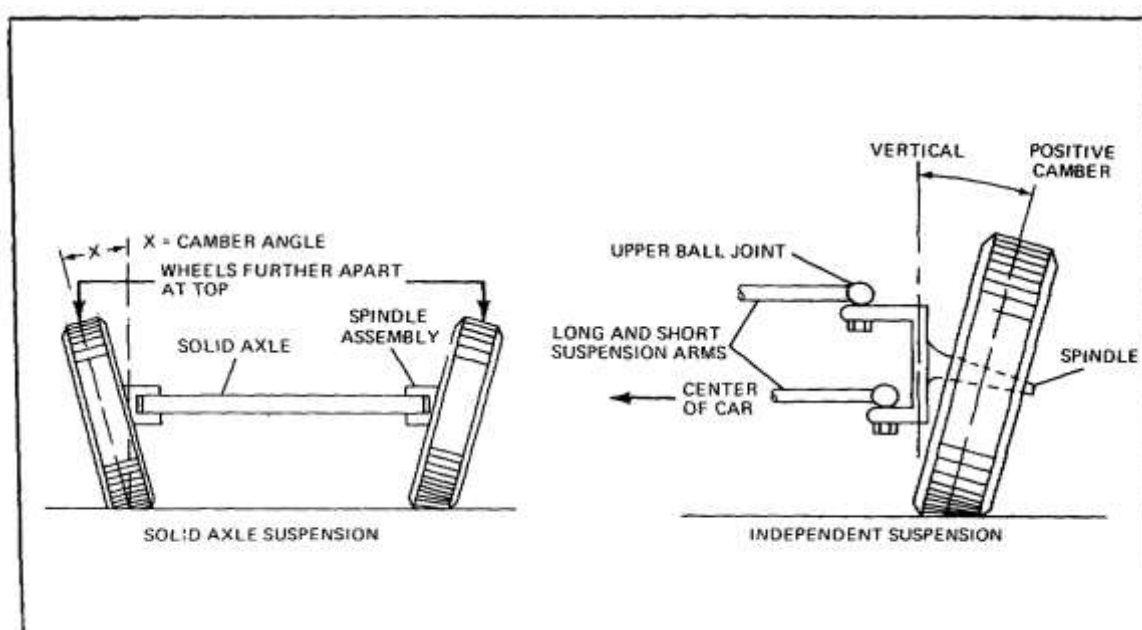


Figura 4 - Ângulo de *Camber* [4]

Ângulo *camber* (Figura 4) é observado pela frente do veículo, define o ângulo de incidência ao solo pelo plano das rodas, em que se o topo superior das rodas apresentar uma inclinação para o lado de fora tem um *camber* positivo (ou apenas *camber*), e negativo se as rodas tiverem uma inclinação para o interior do veículo. Este ângulo é medido em graus, através de duas linhas, uma delas na vertical e outra que é coincidente com o plano médio das rodas.

Quando as vias eram construídas com uma curvatura apreciável, mais altas na linha média que nas suas bermas, era necessário grandes ângulos *camber* nas rodas para que

estas tivessem o pneu enquadrado com a via, mas nos dias de hoje, esse facto já não acontece, as vias modernas são construídas de uma forma quase plana, com muito pouca curvatura, tendo os veículos modernos de usar apenas um pouco de *camber*.

Num veículo, o ângulo *camber*, desloca o ponto de contacto do pneu com a via para mais próximo do pino mestre da direção, o que facilita o girar das rodas e reduz o impacto das vibrações da via que são enviadas para a suspensão do veículo e para a direção do mesmo quanto atinge imperfeições na via.

Podemos verificar, mesmo rodando um pneu à mão que não é necessário virá-lo completamente para realizar uma curva, basta inclinar o pneu para o lado pretendido, e observa-se que ele gira sobre uma envolvente cónica (cone espacial). Este efeito, proveniente de um *camber* positivo, tende a fazer com que as rodas girem para fora num veículo, por isso, a quantidade de ângulo de *camber* usada deve ser cuidadosamente analisada quando um veículo é projetado. [4]

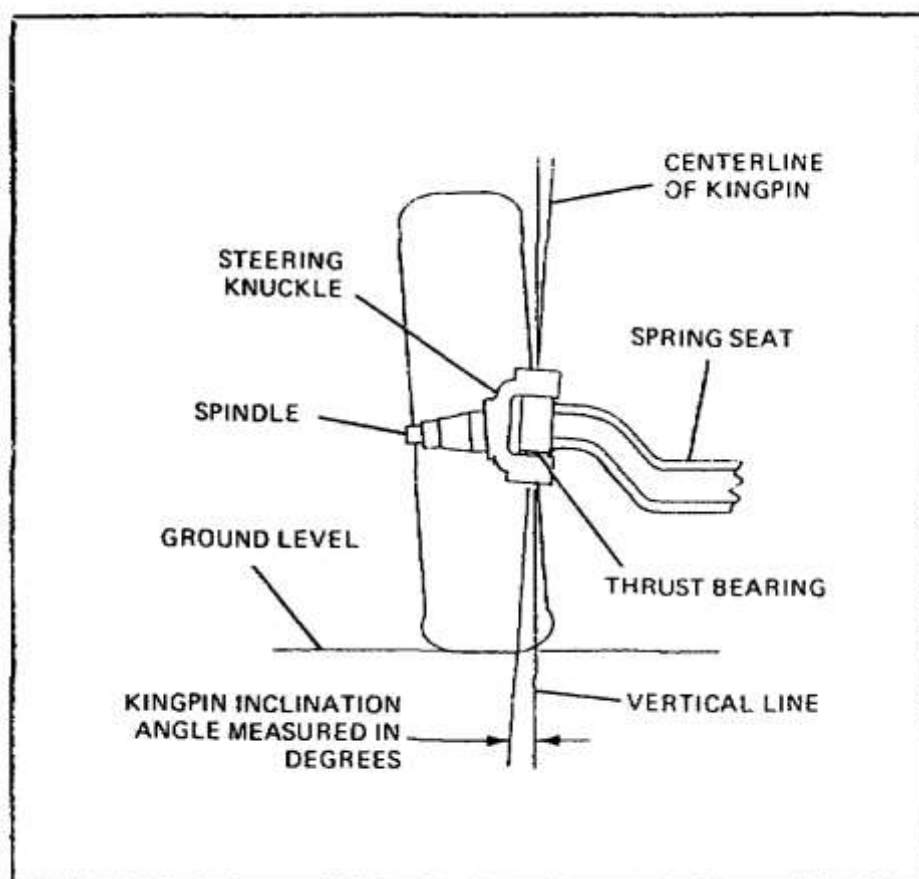


Figura 5 - Inclinação king pin [4]

Inclinação do pino mestre (Figura 5) é observada, também, pela frente do veículo e considerado pela inclinação do seu topo superior, traçando uma linha pelo mesmo e comparando-a com uma vertical, sendo medido em graus. A inclinação do *king pin* é sempre oposta ao ângulo *camber*. De salientar que uma boa inclinação do pino mestre reduz o *camber* a usar para se obter o ponto de contacto da roda com o solo próximo do eixo traçado pelo pino mestre. [4]

1.2.3 Ângulo de convergência das rodas

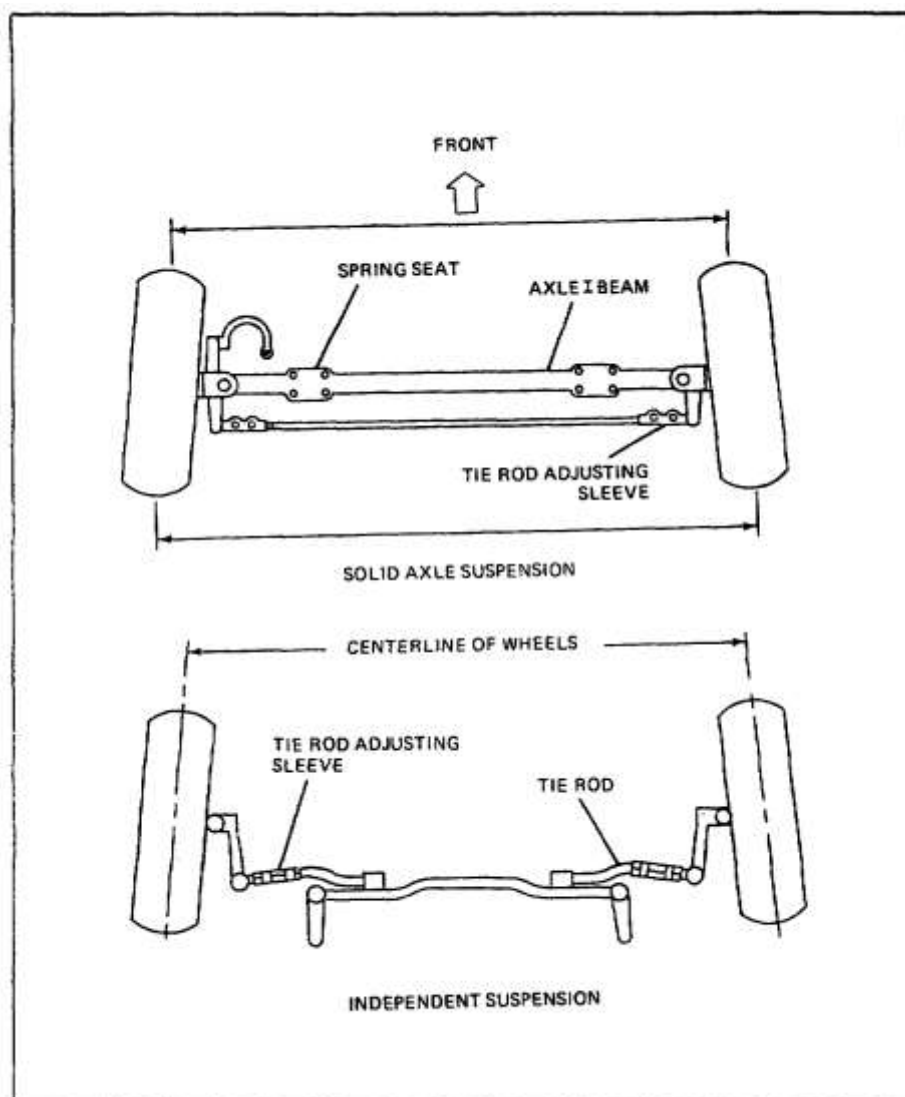


Figura 6 - Convergência das rodas [4]

Num caso de umas rodas dianteiras, estas devem idealmente rolar em planos paralelos quando o veículo circula em linha reta pela via, para assim evitar que haja um deslizamento lateral à medida que o veículo avança. Porque devido ao efeito cone provocado pelo *camber*, em que as rodas tendem a girar para fora do veículo, ou seja, a roda esquerda tende a girar para a esquerda e a direita para a direita. Esta situação acontece, porque as rótulas de direção e o tirante têm alguma folga para facilitar a direção.

Para contrapor este facto, as rodas são alinhadas com algum *toe-in* (convergência).

Mas o deslizamento lateral também deve ser considerado quando se realiza uma manobra, uma curva, para assegurar uma estabilidade na direção e prevenir um desgaste prematuro nos pneus. Cada roda deve estar a um ângulo de 90° em relação ao centro de rotação para que rode facilmente e não raspe a superfície do pneu.

Com a geometria de direção de Ackermann as rodas tem de ser divergentes (*toe-out*) em curva.

O *toe-out* tem a razão de ser ajustado quando o veículo tiver tração, que dizer, potência nas rodas dianteiras, uma vez que em carga, os triângulos de suspensão tendem avançar em relação à carroçaria, “puxando-a em marcha”, criando convergência por efeito da força de tração. Se as rodas forem afinadas com paralelismo rigoroso (*toe-in* ou *toe-out* = 0), em cargas, estas tendem a criar convergência, fazendo aumentar o atrito e retirando potência ao veículo, além de apressar o desgaste dos pneus. [4]

1.3 Soluções de engenharia

Desde do século XVIII que a geometria de direção de um veículo desperta interesse. Tomando como exemplo uma estrutura de carruagem habitualmente puxada por cavalos (Figura 7), em que a sua direção era efetuada através de um pino colocado ao centro de um eixo e à mesma distância de cada uma das rodas, em que todo o conjunto girava para completar uma curva.

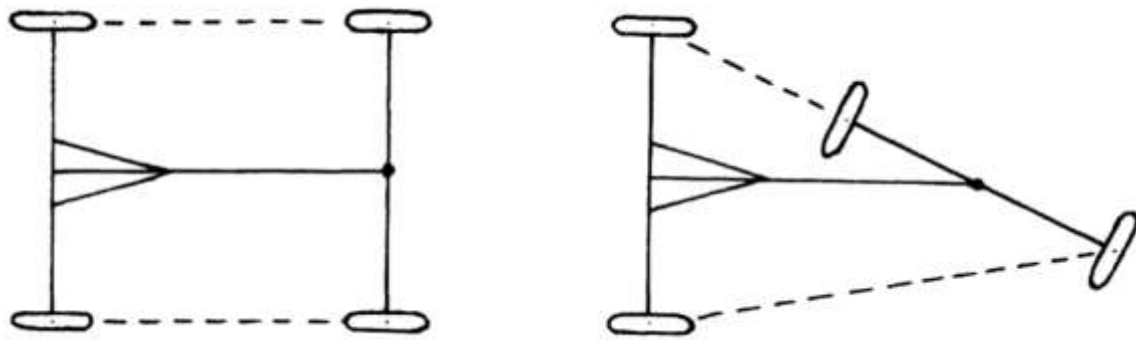


Figura 7 - Geometria de uma carruagem [3]

Este sistema possibilitava às carruagens um raio muito pequeno de viragem, mas recorrendo a rodas suficientemente pequenas que coubessem debaixo da estrutura da carruagem sem colidir com a mesma. Mas rodas de tamanho muito pequeno poderiam ficar presas em buracos, por isso, para não sacrificar o tamanho das rodas eram feitas grandes cavidades para alojar as rodas o que contribuía para um aumento vertical do seu centro de gravidade. Como resultado, este provocava, em curvas muito apertadas, instabilidade na realização da manobra e escorregamento das rodas.

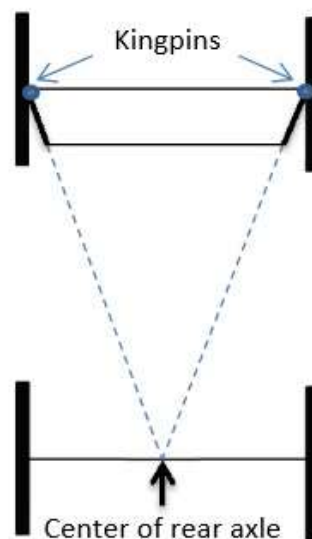


Figura 8 - Representação esquemática da geometria de Ackermann [3]

Na Figura 8 podemos verificar um esquema básico de uma geometria Ackermann, patenteada por Rudolph Ackermann em 1818. Nesta configuração o eixo fica imóvel,

girando apenas as rodas na execução das manobras. Outro aspeto a salientar, é que neste método as rodas não curvam paralelas entre si, mas traçando círculos de raios diferentes apesar do seu centro ser o mesmo para ambas as rodas. [2]

2 Eixo autodirecional

2.1 Enquadramento

As exigências, cada vez maiores, de competitividade económica fazem com que seja mais recorrente o recurso a materiais mais económicos de produzir ou maquinar em peças, para que assim se possa colocar um produto no mercado ao melhor valor possível.

Recorrendo a ferramentas de projeto é possível idealizar e simular a utilização de um produto no seu dia-a-dia. Testá-lo, apesar de ser numa forma virtual, concede a ideia de como se comportará um produto quando estiver na sua forma final.

Assim é possível, tomar decisões de uma forma mais segura e acertada sobre que direção um projeto deve seguir, evitando gastos desnecessários. Isto, na conceção de um novo produto é possível prever o seu comportamento desde do seu esboço.

Este trabalho focar-se-á na construção e análise estrutural de um eixo autodireccional de um reboque rodoviário, dando atenção aos processos e materiais utilizados no seu fabrico, de modo a rentabilizar o custo de produção.

Tratando-se de um elemento importantíssimo, pois as suas vantagens de utilização são muitas, passando pela diminuição de diversos fatores do quotidiano, tais como a fluidez de trânsito, agressividade do piso da via, menos poluição, devido a um menor consumo de combustível e prevenindo o desgaste dos pneus, logo menos custos. Assim temos mais produtividade, mais acesso, mais segurança, mais flexibilidade e maior lucro.

2.2 O mercado

Existem diversas soluções no mercado para o efeito, sendo que estas variam em complexidade, conforme seja o seu propósito. Há eixos dedicados à circulação rodoviária, outros para maquinaria utilizada em trabalhos pesados, mas um aspeto a todos eles é comum, facilitar a manobra ao veículo que este equipa.

Na Figura 9, podemos observar um produto fabricado pela *Detroit*, que aposta num produto leve, quando comparado com outros concorrentes na mesma gama de capacidade e salienta, que o seu eixo dispõe de maior capacidade de carga e por isso de uma maior

produtividade. O seu elemento central é composto de uma peça única. Este modelo permite um ângulo de viragem compreendido entre 45° e 55° dependendo da capacidade pretendida. [6]



Figura 9 - Eixo fabricado pela Detroit [6]

Na Figura 10, apresenta-se um produto oriundo da empresa holandesa VSE com um ângulo de viragem perto dos 40° , equipado com um amortecedor de direção para uma maior estabilidade. [7]



Figura 10 - Eixo fabricado pela VSE [7]

Na Figura 11, o mesmo tipo de eixo, já que também é fabricado pela VSE, mas este tem a particularidade de permitir a montagem de rodado duplo. [7]

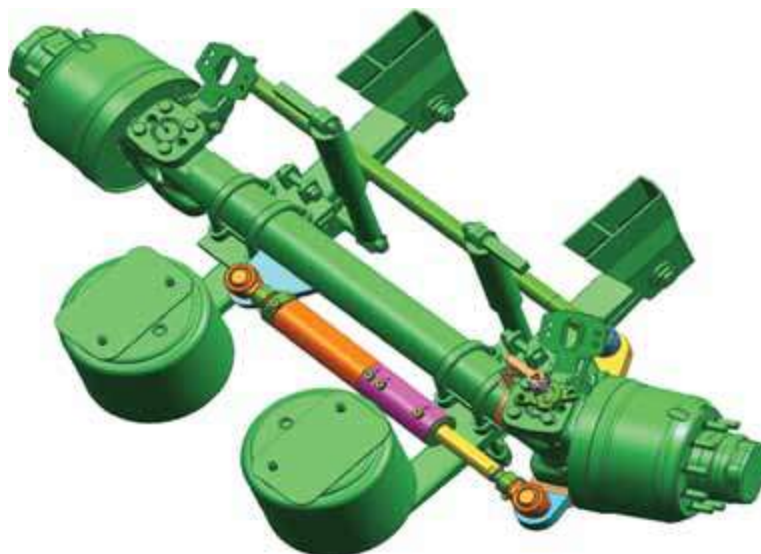


Figura 11 - Outro eixo fabricado pela VSE [7]

Nas seguintes figuras (Figura 12 e Figura 13) encontra-se um eixo fabricado pela inglesa *BPW Limited* que poderá usufruir de um ângulo de viragem até 20° em modelos mais comuns, existindo modelos especiais que poderão oferecer um ângulo de 27° . [8]



Figura 12 - Eixo produzido pela BPW [8]

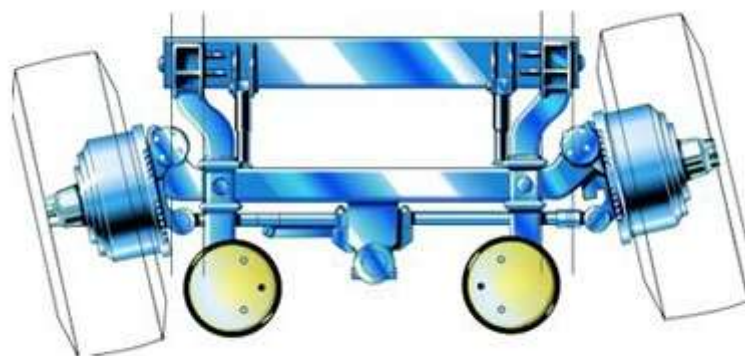


Figura 13 - Outra vista do eixo da BPW [8]

De seguida, na Figura 14 pode-se verificar um dos muitos eixos que a empresa francesa *Colaert Essieux* disponibiliza. Uma gama de eixos autodireccionais, dependendo da capacidade que se deseja. [9]



Figura 14 - Modelo da autoria da *Colaert Essieux* [9]

De facto todos estes modelos têm vários pontos em comum, facilitar a manobra dos veículos que equipa como referido atrás, mas também que o seu processo de fabrico é

dispendioso. Recorrendo a peças obtidas por fundição, ou forjamento de modo a melhorar as propriedades mecânicas e particularmente, a resistência à fadiga

2.3 O Modelo

O principal objetivo desta etapa é o de propor um traçado simples a partir de um bloco tipo barra ou bilete, em que as operações de corte e maquinação sejam reduzidas ao mínimo.

Tendo em mente que as peças a obter deverão suportar esforços dinâmicos de alta velocidade (chegando mesmo a solicitações próximas de carga de impacto), o traçado final deverá considerar o mínimo risco quanto a fatores de concentração de tensões, cuidando assim de promover onde é necessário o traçado atenuador do dito campo de concentração de tensões. Os processos de modelação serão de otimização iterativa, ajustando os parâmetros do modelo até se obter os resultados desejados.

Estudos anteriormente efetuados no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro, tendo como objetivo a proposta de projeto e construção de eixos autodirecionais para reboques rodoviários (projeto a ser desenvolvido conjuntamente com uma empresa de metalomecânica que requereu apoio técnico ao nosso Departamento), visavam, o desenvolvimento de componentes de traçado simples, possíveis de fabricar com meios económicos, exclusivamente por maquinação e tratamentos tecnológicos de melhoramento das propriedades mecânicas finais.

Usualmente, quando são previstas grandes séries, é comum recorrer-se à fundição de qualidade (aço ou ferro fundido nodular) e forjamento de componentes de função crítica, como as mangas de eixo e travessas. Para produção de componentes e conjuntos em séries pequenas a médias, as operações de maquinação a partir de produtos siderúrgicos em barra ou tubo (perfil de seção retangular tubular de parede fina a medianamente espessa) podem permitir a uma empresa de pequena dimensão poder ter sucesso no fabrico destes elementos de construção para veículos de transporte. Uma geometria inicial, envolvendo superfícies de corte e de furação visando o mínimo de tarefas de maquinação, havia sido estudada, sendo tal desenho a base de investigação na análise estrutural dos componentes a seguir modelados por elementos finitos.

Visto que, o projeto descrito já possuía uma geometria inicial (Figura 17), foi necessário delinear-se um caminho a percorrer. Assim, tendo como base a pesquisa efetuada e em trocas de ideias com o orientador da presente dissertação, elaboraram-se alguns esboços que permitiriam observar se o projeto teria ou não fundamento para continuar (Figura 15, Figura 16)

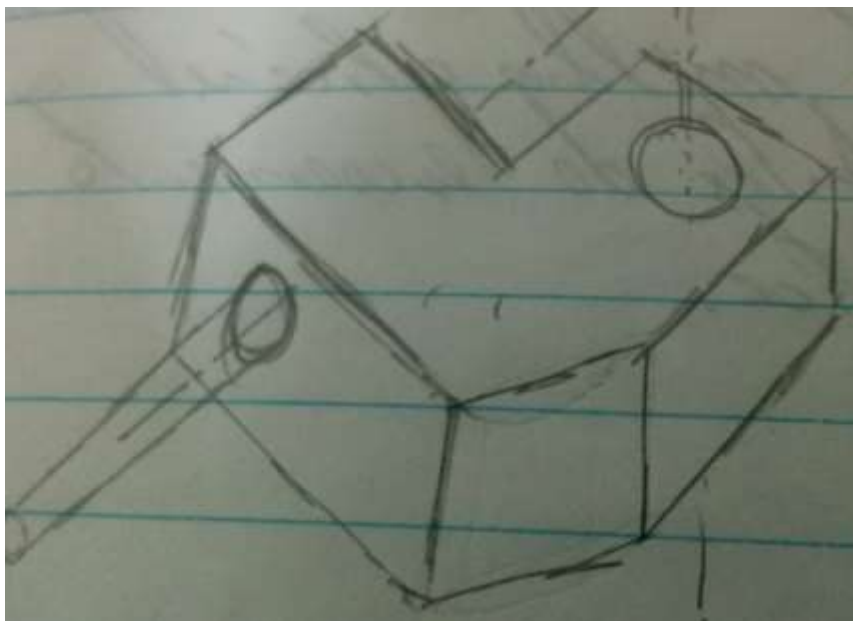


Figura 15 - Primeiros esquiços

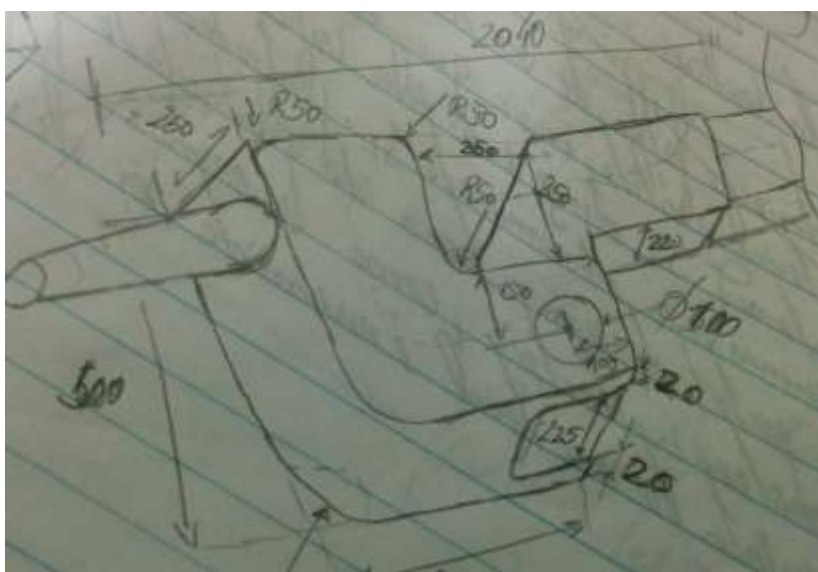


Figura 16 - Esquiço com medidas

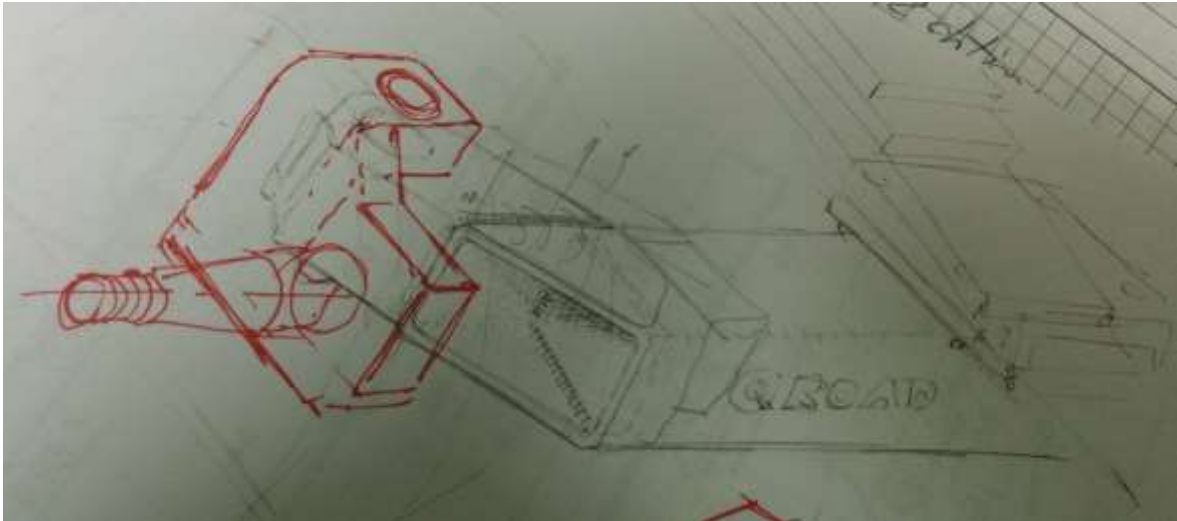


Figura 17 Geometria inicial

Então o primeiro passo seria realizar um eixo autodireccional que pudesse ser construído por processos de fabrico mais simples e mais comuns. Assim as diferentes partes foram pensadas para respeitar esse princípio.

Este eixo pretende ser dimensionado para um veículo de 14 toneladas. Partindo desse pressuposto a geometria do elemento é testada.

Para se chegar à geometria final foi necessário passar por alguns passos. A geometria inicial, depois de feita a sua análise concluiu-se que estava sobre dimensionada para o efeito a que era proposto, efetuando-se assim uma redução na geometria. Realizada esta redução e corrigindo alguns aspetos nos vários elementos do eixo, como o reforço de algumas zonas críticas.

Na Figura 18 observa-se o eixo projetado, assim como os diversos componentes que o constituem devidamente identificados.

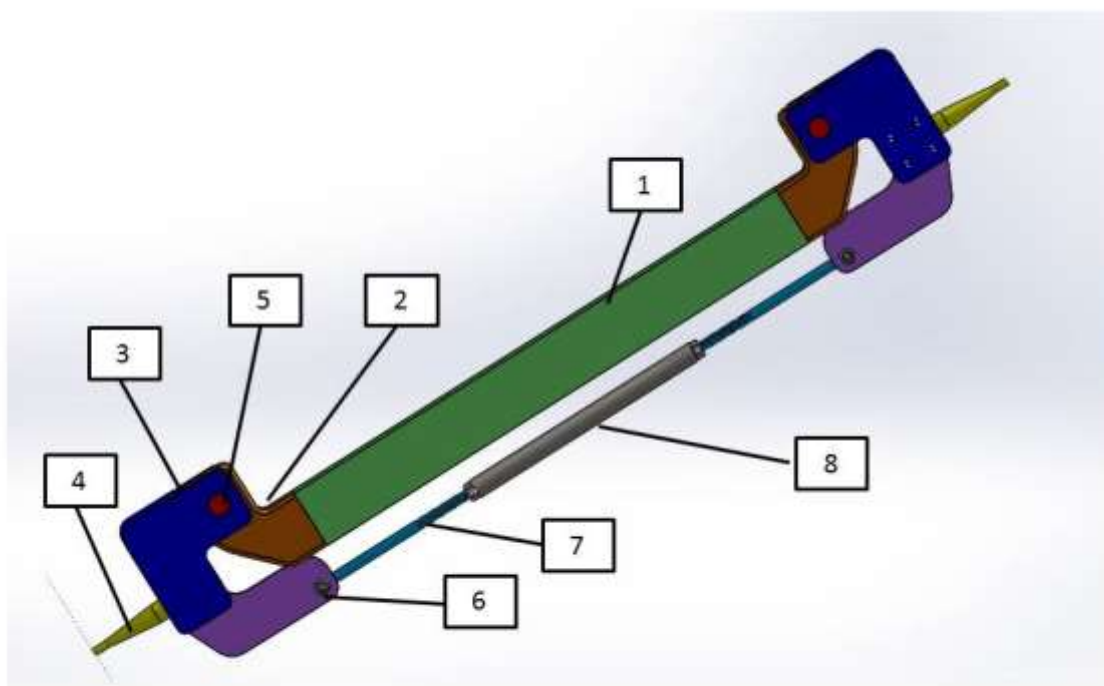


Figura 18 - Eixo e seus componentes (1-Trave Central; 2-Cotovelo; 3-Braço; 4-Eixo da Roda; 5-Pino; 6-Apoio Barra de Direção; 7-Barra de Direção; 8-Ajuste Barra de Direção)

Na Figura 19 pode-se observar em maior pormenor o braço que pertence a este eixo. A sua obtenção será por maquinação a partir de um bloco sólido de aço CK45 (norma DIN;C45E, norma Euronorm EN e AFNOR) [10], e prevê-se que de um só bloco, para otimização de custos, sejam produzidos os dois braços necessários para este eixo. São duas peças iguais, sendo a única diferença a furação que irá segurar o apoio da barra de direção. Para finalizar a peça, recorre-se a operações de furação e roscagem. Este elemento é o principal responsável pela manobra do veículo, porque será ele a girar.

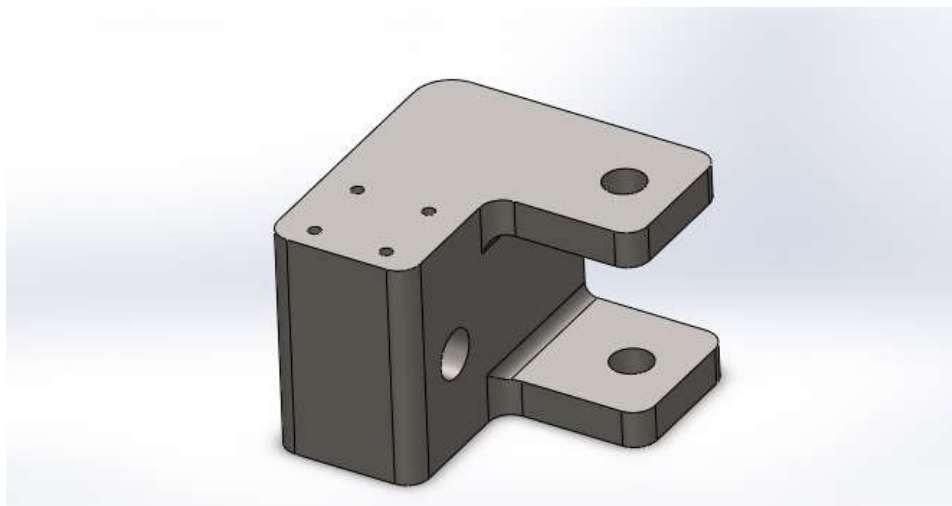


Figura 19 - Braço

De seguida (Figura 20), um elemento que fará a ligação entre o braço e a trave central do eixo. Este elemento, denominado de cotovelo. Também obtido por maquinação. Este eixo contará com dois, exatamente iguais, por isso, a mesma ambição de se poder maquinar dois de um bloco sólido de aço EN C45E e completando o seu aspeto final com operações de furação.

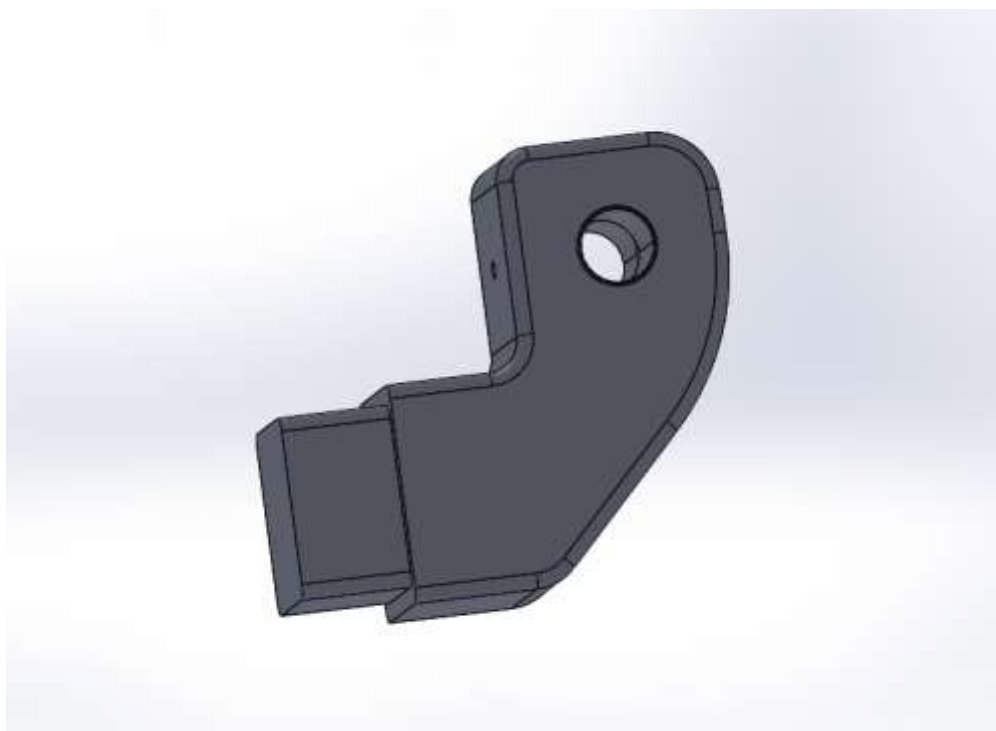


Figura 20 - Cotovelo

O próximo elemento será a trave central (Figura 21), obtido de um perfil quadrado oco de aço ST52.3 (norma DIN; S 355 J 2 G 3, norma Euronorm EN e AFNOR) [10] disponível a nível comercial, tendo que ser cortado à medida pretendida.

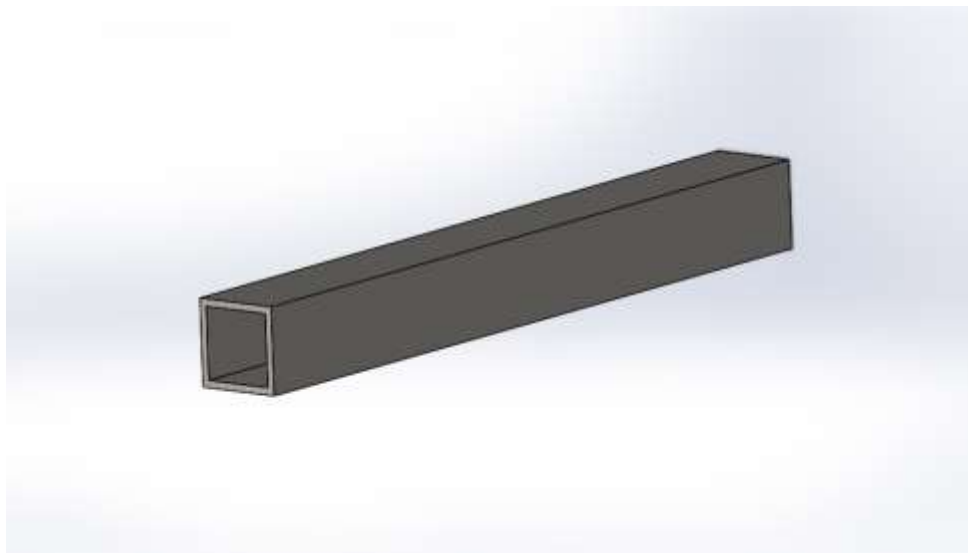


Figura 21 - Trave central

Na Figura 22, observa-se um apoio da barra de direção, o eixo é composto por duas peças, que se encontra aparafusada cada uma no seu braço de viragem. Também elaborada em aço EN C45E a partir de maquinaria e furação ou mesmo por corte por jato de água.

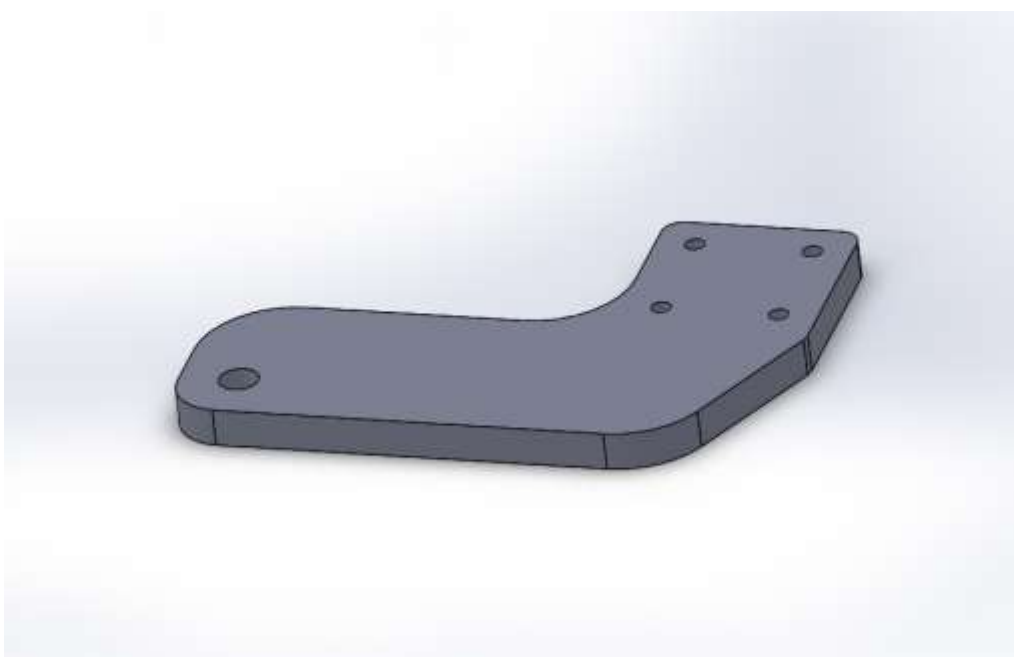


Figura 22 - Placa de apoio da barra de direção

Observa-se na Figura 23, um dos elementos da barra de direção, compostas por dois destes elementos, obtidos por maquinação e finalizado com a operação de furação e roscagem sendo de aço EN C45E. A notar, que estes elementos que compõem a barra de direção, são de dimensões iguais, apenas a sua rosca tem sentidos diferentes.



Figura 23 - Barra de direção

Na Figura 24 um dos elementos também pertencentes à barra direção e responsável pelo seu ajuste, ou seja, este elemento permite o ajuste da convergência das rodas do eixo. Fabricado a partir de aço EN C45E, em operações de maquinação, furação e roscagem. Este elemento tem a particularidade, de ter uma rosca de sentido horária do lado direito e do lado esquerdo uma rosca anti-horária para permitir ajustar a convergência das rodas do eixo.



Figura 24 - Ajuste de convergência

Nesta próxima imagem (Figura 25), outro elemento fabricado em EN C45E, através de maquinação e furação. É o elemento que permite que o braço gire sobre o cotovelo.



Figura 25 - Pino

Esta Figura 26 representa o eixo da roda, também a ser fabricado a partir de EN C45E, através de maquinação. Pretende representar o local onde ficará a roda do veículo no eixo.



Figura 26 - Peça representativa do eixo da roda

Como não se trata de um eixo que esteja envolvido na tração do veículo, optou-se por a solução mais barata, de processos de fabricação mais simples, em que a inclinação do pino mestre é de 0° , ângulo camber também é nulo. De referir, que este eixo autodirecional permite um ângulo de viragem de 20° .

Na Figura 27, pode-se verificar uma representação esquemática da aplicação da geometria de Ackermann ao eixo autodirecional projetado.

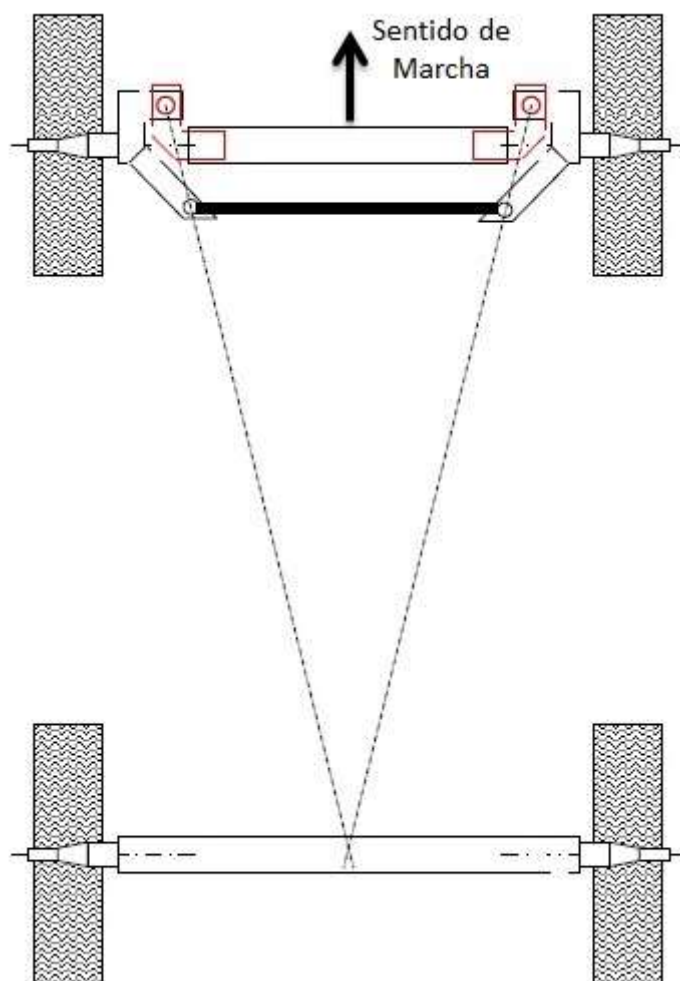


Figura 27 - Representação da Geometria de Ackermann no eixo projetado

2.4 Montagem

Na montagem deste eixo utilizam-se elementos normalizados, como é o caso de parafusos, anilhas e porcas, elementos mais banais. Mas também rolamentos axiais de agulhas (Figura 28) (como se pode verificar no Anexo C – Diversos) para minimizar o atrito de um componente sobre outro, neste caso entre o braço e o cotovelo na zona inferior do eixo. A salientar que a representação do rolamento axial de agulhas foi simplificada, porque não está representado o disco de mancal axial, associado ao rolamento (Anexo C - Diversos).

Entre o braço e o pino foi inserido um casquilho ou bucha (Figura 29) com dorso de aço e bolsas de lubrificação para permitir um excelente funcionamento dos componentes.

Para verificar a solidez do conjunto cotovelo e pino utilizou-se um pino elástico (Figura 30) para garantir a sua posição.

Prevê-se uma ligação soldada entre a trave central e os cotovelos, para solidificar o conjunto. A soldadura é um tipo de ligação/união por fusão de partes adjacentes de material, ou seja, processo empregue para a união de dois ou mais componentes de um sistema mecânico ou estrutural, conservando a continuidade física do material. [11]

Como se encara esta dissertação em fase de projeto, as modificações necessárias de preparação a efetuar nas peças para o processo de soldadura não se encontram representadas.

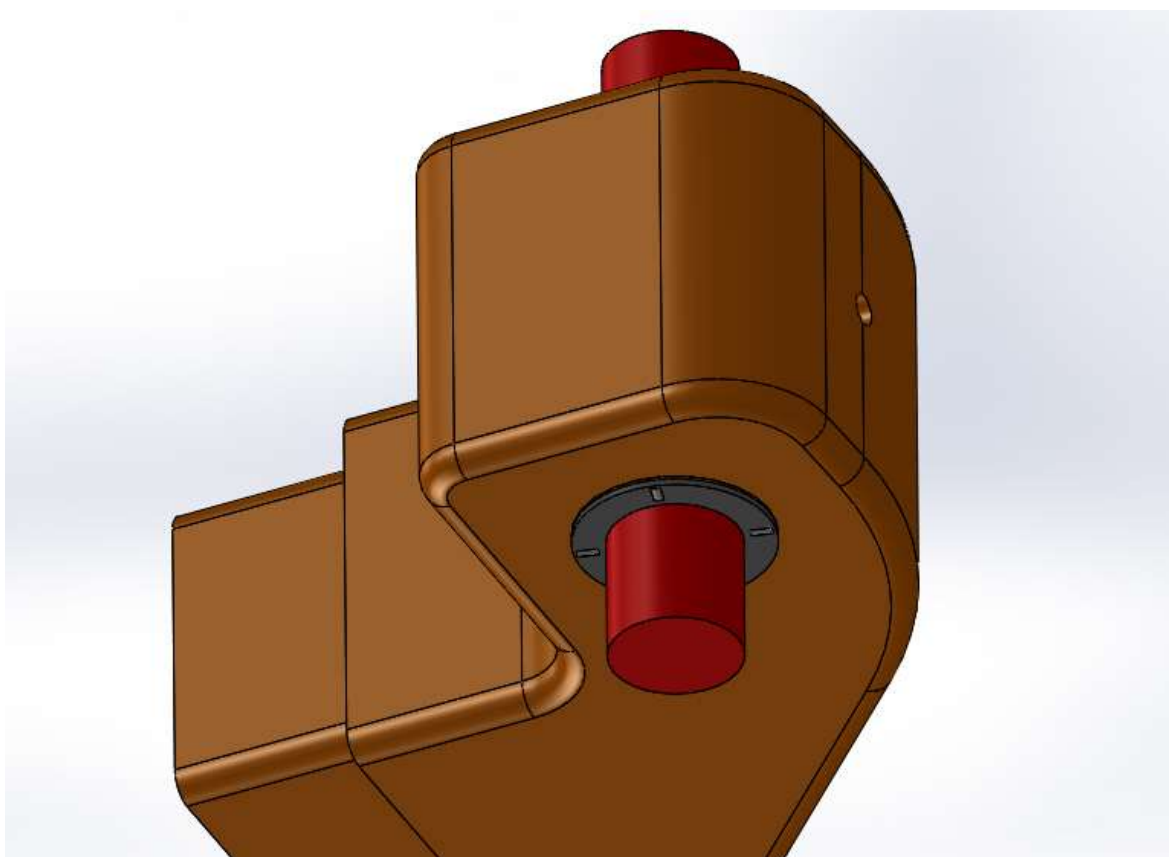


Figura 28 - Posição de montagem do Rolamento de Agulhas

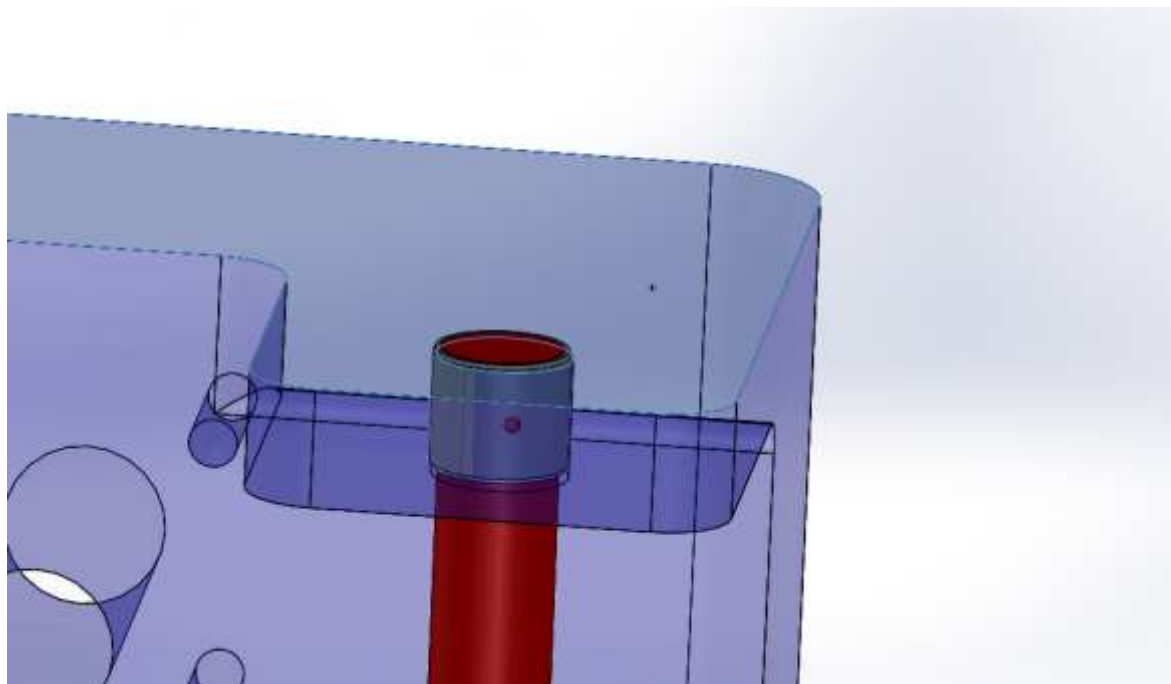


Figura 29 - Posição de montagem do Casquilho

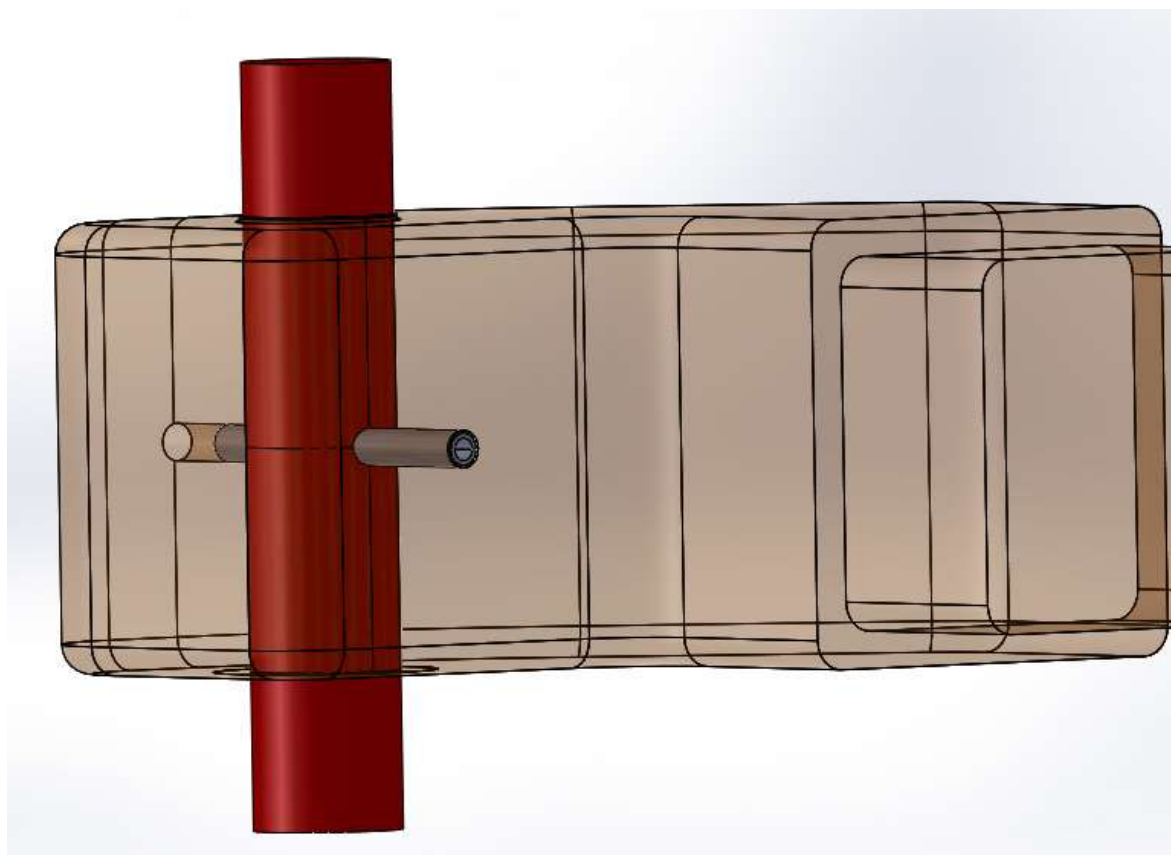


Figura 30 - Posição de montagem do Pino

Para fixar este eixo projetado, recorre-se à suspensão do veículo como se pode observar no exemplo da Figura 31.



Figura 31 - Exemplo de montagem do Eixo projetado à suspensão do veículo [12]

Na Tabela 1, estão descritos todos os componentes deste eixo, a sua designação e quantidades.

Tabela 1 - Descrição e quantidades dos componentes do eixo

DESCRIÇÃO	QUANT.
Trave Central	1
Cotovelo Direito	1
Cotovelo Esquerdo	1
Braço Direito	1
Braço Esquerdo	1
Eixo da Roda	2
Pino	2
Disco de EncostoEGW42 E50 [13]	2
Bucha EGB4040-E50 [14]	4
Apoio Barra de Direção	2
Barra de Direção	1
Barra de Direção CCW	1
Ajuste de Barra de Direção	1
Pino Elástico EN ISO 8752-10x100-St [15]	2
Anilha ISO 7089-M20-140HV [15]	2
Anilha ISO 7089-M10-140HV [15]	8
Parafuso Cabeça Cilíndrica com Oco Hexagonal ISO4762-M10x25-8.8 [15]	8
Rolamento de Agulhas Axial ISO 3096 AXK4060 [16]	2
Parafuso de Cabeça Cilíndrica com Oco Hexagonal ISO4762-M20x60-8.8 [15]	2
Porca Hexagonal ISO 4032-M20-8 [15]	4

2.5 Material

O material de eleição foi o aço de construção ao carbono (EN C45E) temperado em óleo. O carbono é o elemento de liga mais importante nos aços, porque permite aumentar a dureza e resistência dos aços. Trata-se de um aço com têmpera superficial, utilizado em órgãos de máquinas, veios, cavilhas, parafusos, porcas, entre outros. São peças que apresentam uma dureza superficial elevada, mas também uma boa resistência ao desgaste e capaz de absorver esforços elevados a que as peças são sujeitas. [17]

Na Tabela 2 observa-se as características mecânicas dos aços escolhidos para a construção deste eixo.

Tabela 2 - Características mecânicas dos aços utilizados [17]

Aço	R_M (MPa)	$R_{P_{0.2}}$ (MPa)	A (%) $L_0 = 5 d_0$
EN C45E	≥ 555	≥ 270	≥ 14
EN S 355 J 2 G 3	≥ 440	≥ 270	≥ 17

R_M – Tensão de rotura

$R_{P_{0.2}}$ – Tensão limite convencional de proporcionalidade 0.2%

A – Extensão após rotura

3 Modelação de forças e análise estrutural

3.1 Software

Estes elementos foram modelados com o auxílio de uma *software* de CAD, o *SolidWorks* 2014, que permite observar cada um dos elementos na sua forma pretendida e como se conjugam entre si. Recorrendo a outra ferramenta do *software* é possível verificar como se comportam os vários elementos em determinadas situações, tais como, numa situação de travagem e de transposição de obstáculos. Assim é possível abdicar de protótipos dispendiosos e tudo o que está a eles associados, como é a sua construção e reconstrução, onde está inerente atrasos de projeto. O recurso à análise computacional permite uma redução do custo de cada teste, porque é possível analisar um modelo virtual aproximado da realidade, poupando tempo e dinheiro.

O *software* recorre à análise de elementos finitos, para calcular as deformações, tensões e deslocamentos causados por forças internas e externas. O *SolidWorks Simulation*, ferramenta de análise estrutural, permite a aplicação de uma malha, a um modelo CAD, do tipo tetraédrica (1ª e de 2ª ordem), triangular (1ª e de 2ª ordem), barra e treliça. Uma malha pode ser composta por um tipo de elementos ou vários, conforme a malha desejada. [18]

Neste caso, a análise com elementos finitos é composta por tetraedros de quatro nós de deformação constante, CST (*constant strain tetrahedron*), e utilizada pelo *software* para de forma automática gerar a malha.

As condições de fronteira foram simplificadas devido ao sistema ser composto por vários módulos, tais como, braços, cotovelos, eixo rígido, barra de direção, entre outros. Assim para estudar os esforços nos componentes de uma só roda, só foi considerado uma parte de um dos extremos. Realizou-se uma subestruturação do problema, em que o eixo foi cortado e nessa secção de corte assumiram-se condições de fronteira do tipo nós bloqueados.

3.2 Modelação de forças

Podemos verificar na Figura 32 a aplicação dos parâmetros usados numa análise estática de uma travagem no elemento responsável pela viragem das rodas. Tem-se uma força F de 40kN aplicada no braço, que representa o peso do veículo considerado para uma roda. Está representada esquematicamente no furo mas pretende representar a zona de contato entre a superfície do braço e o rolamento axial de agulhas. Duas pressões (P_a e P_b), cada uma de 16.53 MPa a incidir nos furos, simulando o comportamento do *king pin* durante o caso de uma travagem. Estas pressões estão representadas no centro do furo. Sendo que o furo do eixo da roda fixo (G) foi considerado como sendo a condição de fronteira imposta à simulação.

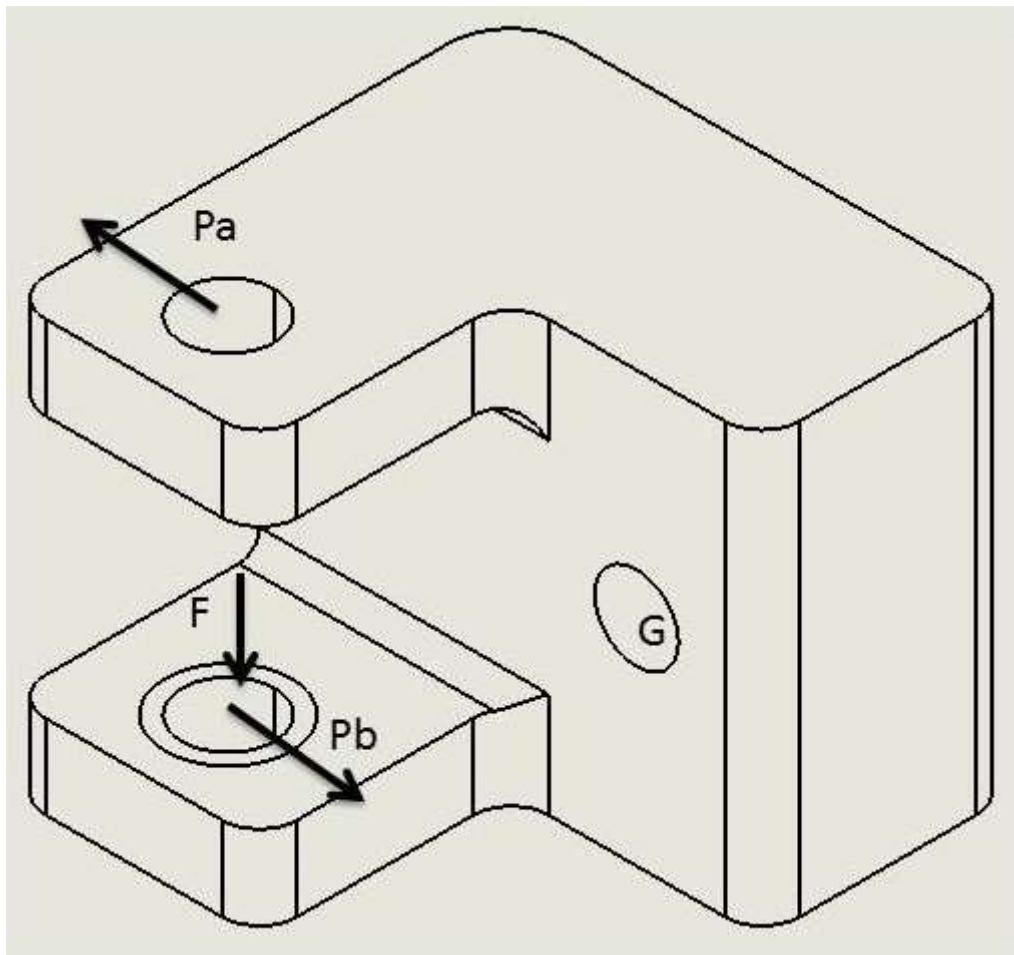


Figura 32 - Representação da aplicação de forças e pressões na peça

Com a travagem do pneu/roda, gera-se um binário de forças na sede de articulação rotativa do King pin. Tais forças geram um binário que deve ser igual ao momento resistente de travagem do pneu atirando no piso quando os travões são acionados (Figura 33). Tais reações do *king pin* desenvolvem da face interna dos furos em que o *king pin* se monta, tensões de contacto com cálculo explicado no ponto 9.1 deste trabalho.

Acresce referir que, o momento de reação ao momento de travagem das rodas é transmitido pelo par de forças de contacto no *king pin* (como se sugere na Figura 32 - Representação da aplicação de forças e pressões na peça) por esforço torsional ao eixo dianteiro (travessa rígida) que por sua vez transmite às molas transversais de flexão que seguram a travessa rígida em posição. Esta solução é simples e económica.

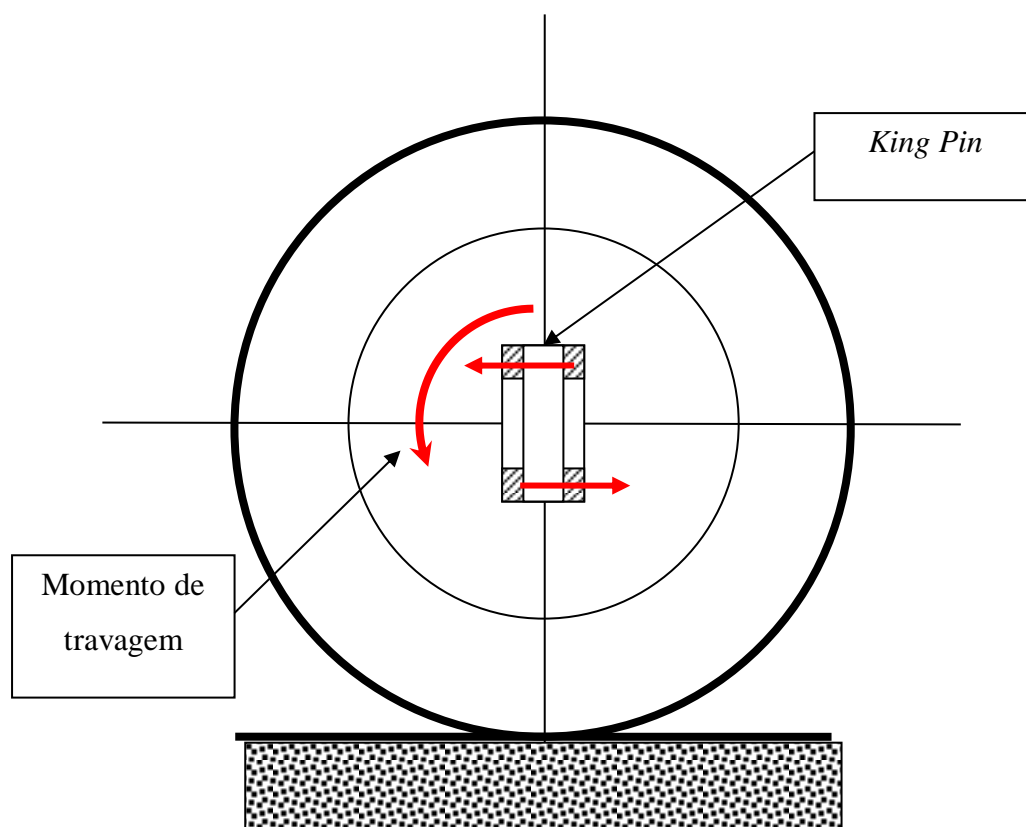


Figura 33 - Forças geradas no braço de montagem do *king pin* por efeito do momento de travagem

Nesta Figura 34, à esquerda encontra-se a peça em corte (A-A), para melhor visualizar o furo. Temos a representação da força F aplicada na superfície do cotovelo, novamente representa o peso do veículo (zona de contato entre a superfície do cotovelo e o

rolamento de agulhas), bem como a pressão aplicada pelo *king pin* no furo no caso de travagem (P_a e P_b de valor igual). Neste caso, o interior do furo foi dividido em 4 zonas idênticas para se poder escolher de uma forma mais correta a zona de aplicação da pressão realizada pelo *king pin*. Neste caso foi definido a face de encosto à trave central como sendo a condição de fronteira G (assinalada a verde) a respeitar como geometria fixa (como se pode observar no Anexo B – Resultados das simulações).

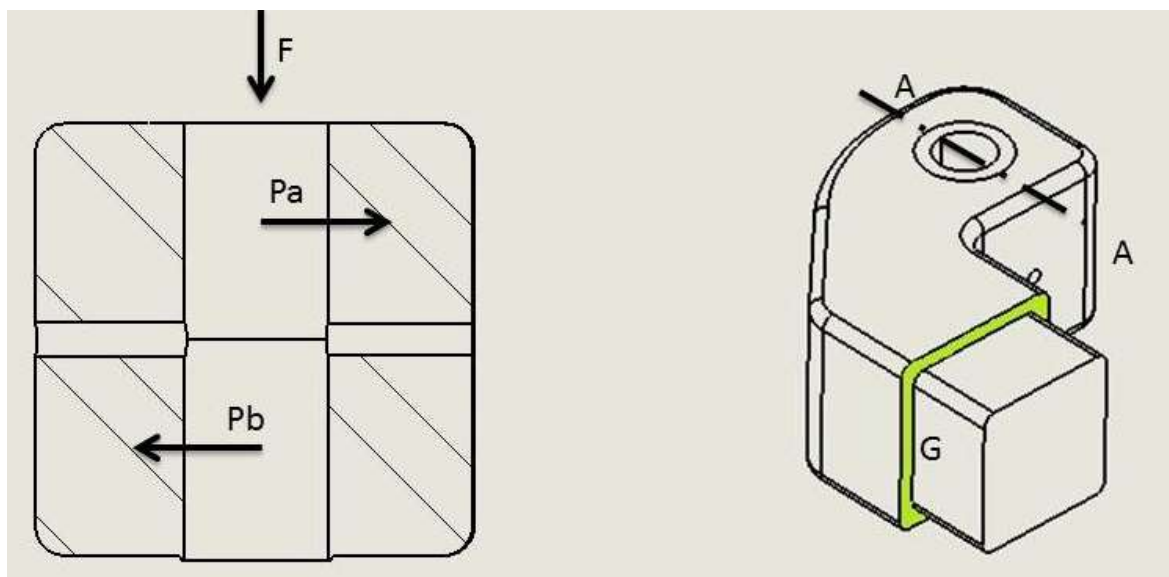


Figura 34 - Força aplicada na face inferior e pressão no interior do furo

No próximo caso (Figura 35), a simulação pretende verificar o comportamento da trave central desde do local de junção com o cotovelo até à zona onde se aplica a suspensão do veículo. Para isso foi estimada uma distância para o efeito e na figura podemos observar as zonas de aplicação de pressão no caso da travagem. Sendo essa secção de corte (G, a verde) usada, também, para definir a condição de fronteira do elemento em análise e definida como fixa (Anexo B – Resultados das simulações). A fim de simular um caso de travagem, aplica-se quatro pressões, de intensidade igual, nas zonas indicadas.

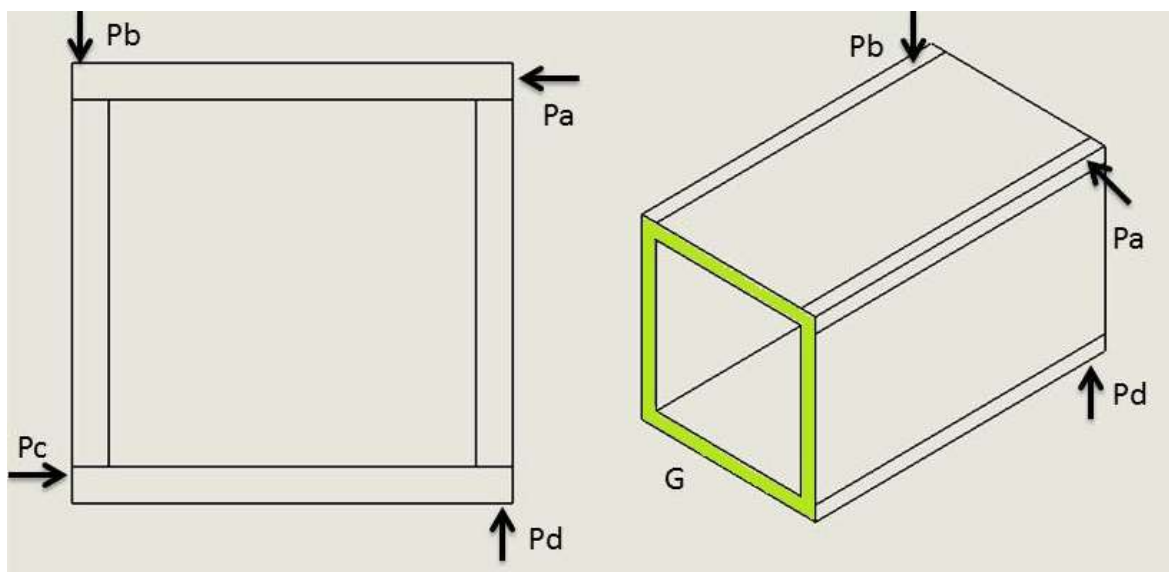


Figura 35 - Pressão aplicada na trave

3.3 Análise estrutural

3.3.1 Análise estática de tensões

Num primeiro passo, recorreu-se a uma análise estática de tensões, a mais comum das usadas. Toma como ponto de partida que o material tem um comportamento linear, desprezando as forças de inércia. Considera que o sólido regressa à sua forma original depois de ter sido submetido a uma força ou pressão, por exemplo. Assim, é possível calcular tensões, deslocamentos e deformações.

O material cede quando as tensões ultrapassam um determinado valor. Quando um corpo é sujeito a uma força ou pressão, verifica-se uma geração de forças internas para que essa carga seja diluída para outros pontos. Designa-se por tensão o efeito provocado pelas forças internas. Sendo que, a tensão é a força por unidade de superfície. Assim, entende-se, que a tensão, resultante de uma carga, num ponto, é a intensidade da força numa pequena área à volta desse ponto. [19]

3.3.1.1 Em caso de travagem

Pode-se assim retratar o que seria o aspeto da trave central do eixo perante a simulação realizada (Figura 36). De salientar que o movimento que a figura transpõe não se

assemelha à realidade, sendo uma apresentação do *software* para melhor dar uma ideia para o que se passa no elemento quando este está sujeito a situação de trabalho, neste caso, uma travagem. O elemento encontra-se fixo (condição de fronteira) na secção definida em corte e representativa da zona de fixação com a suspensão do veículo.

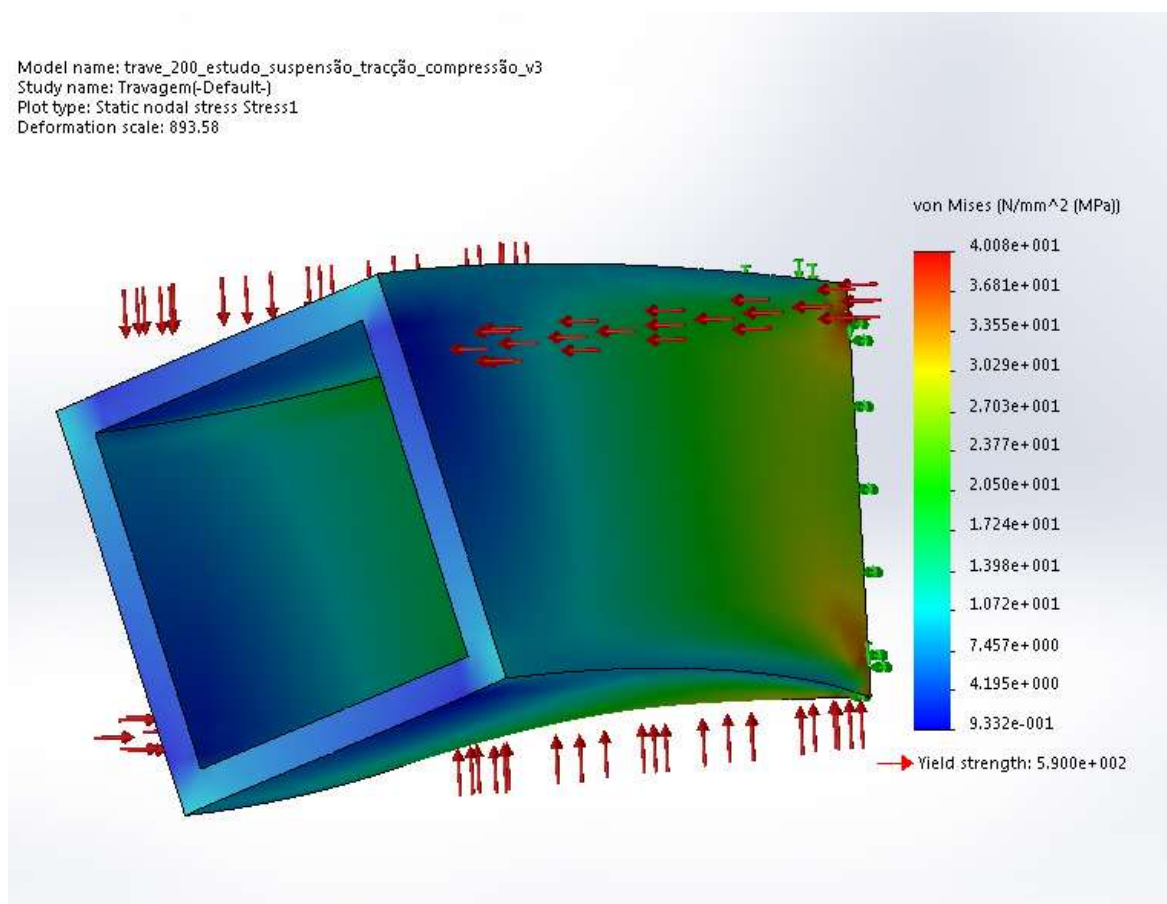


Figura 36 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Trave central)

Da aplicação de uma pressão de 8.7 MPa nas zonas indicadas do elemento, verifica-se uma tensão de von Mises máxima de 40 MPa, revelando que o material resiste ao trabalho exigido.

O mesmo tipo de simulação realizou-se no cotovelo, na Figura 37 apresenta-se o seu resultado. Também é possível verificar a face definida como condição de fronteira (geometria fixa).

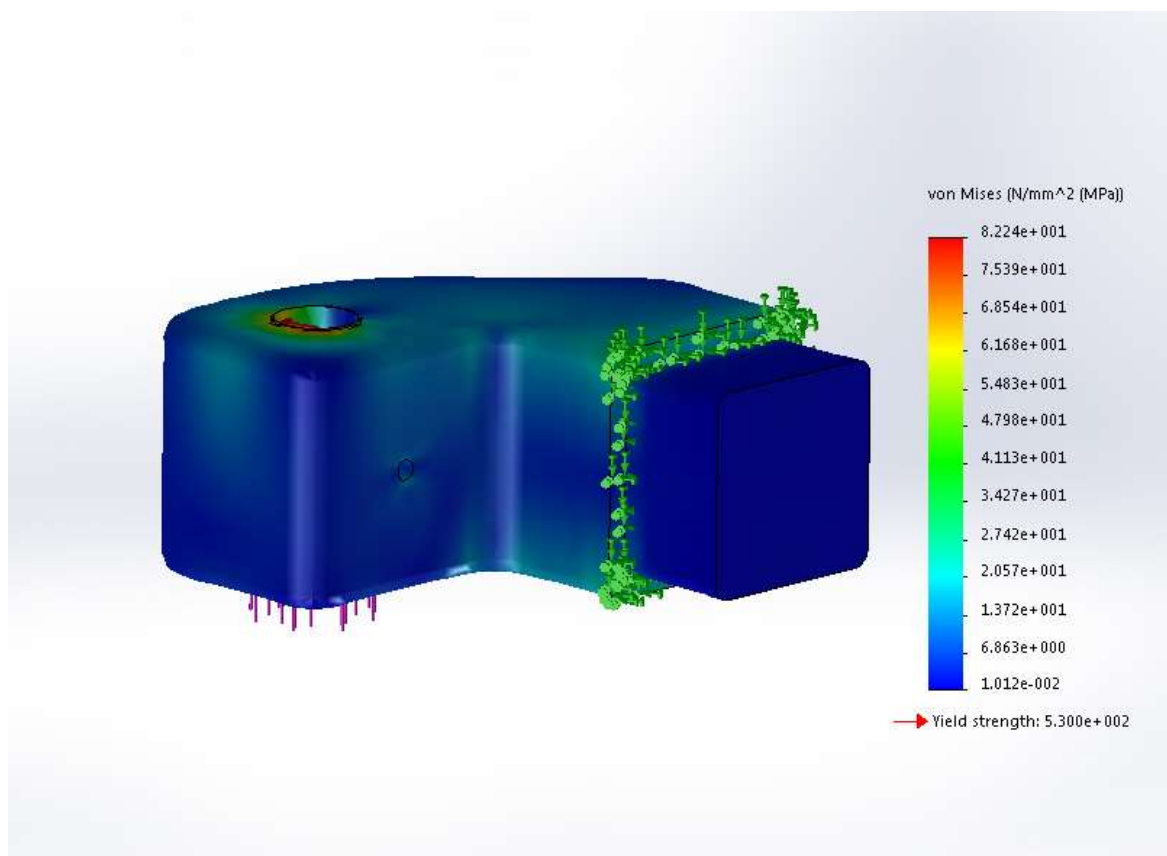


Figura 37 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Cotovelo)

Nesta situação, aplica-se na parte superior do cotovelo uma força de 40kN e duas pressões de 33.3 MPa no interior do furo com sentidos opostos. A superfície do furo foi dividida em 4 partes iguais, por forma, a poder-se definir com mais exatidão a zona afetada pelo comportamento do pino. Da simulação retira-se uma tensão de von Mises máxima de 81 MPa, que se encontra abaixo do limite do material.

Na Figura 38, verifica-se o resultado da simulação efetuada no braço. As setas verticais representam uma força de 40kN, enquanto no interior dos furos está aplicada uma pressão de 16.53 MPa, simulando, também neste elemento, o comportamento do pino no caso de uma travagem. Utilizando novamente o furo do eixo da roda como condição de fronteira (geometria fixa). Verifica-se uma tensão von de Mises máxima de 174.3 MPa, igualmente abaixo da tensão limite do material.

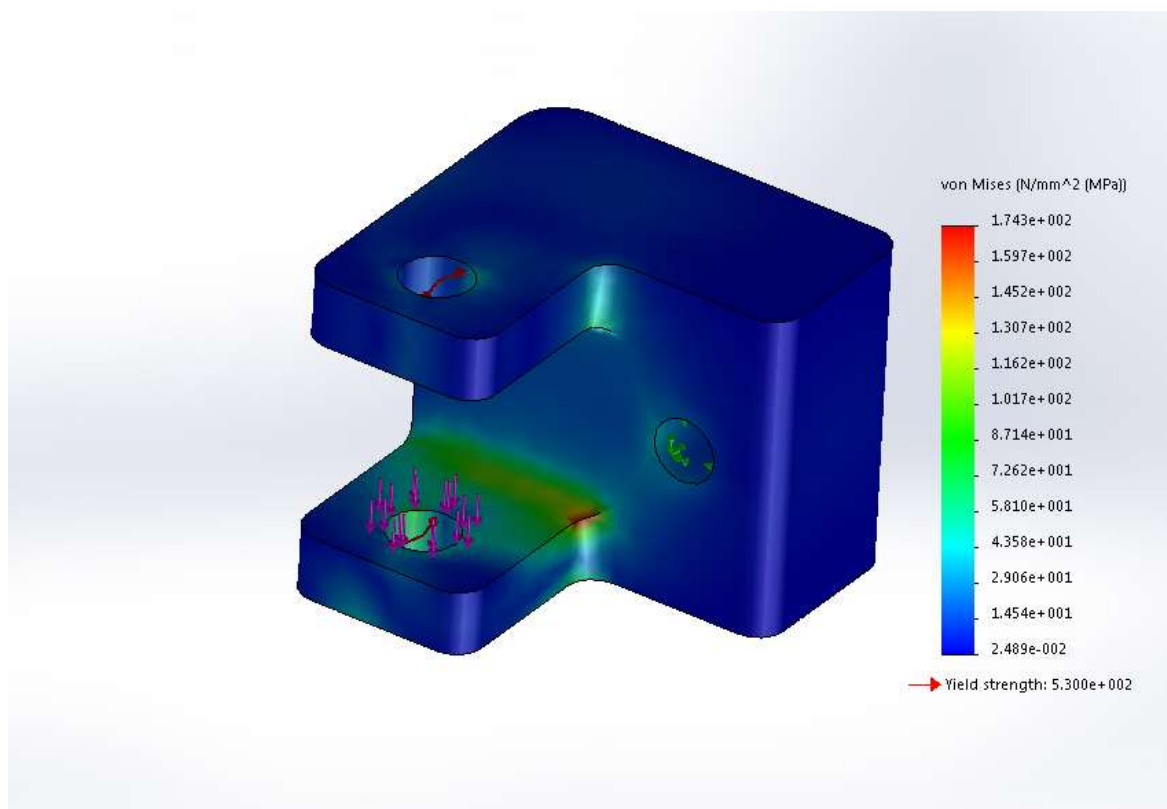


Figura 38 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Braço)

Nesta próxima situação (Figura 39), verifica-se a simulação realizada no pino, duas pressões em direções contrárias, a de cima com 92 MPa e a de baixo com 57.6 MPa. Esta simulação revelou que o pino apresenta uma tensão superior ao limite do material na zona próxima do furo, local definido como fixo no programa. Esta simulação foi realizada para uma situação extrema, em que se considera como estando 60% do peso total do reboque em cima do eixo e um coeficiente de atrito ótimo entre o pneu e a via, como se pode verificar no Anexo C – Diversos. Ainda a salientar que o pino, não irá estar em funcionamento da mesma forma que está a ser analisado, já que se encontra inserido num furo. A condição de fronteira utilizada na análise foi a fixação do pino nas faces próximas do furo, o que contribuiu para o resultado da simulação, já que em trabalho o pino nunca estará tão exposto como na análise.

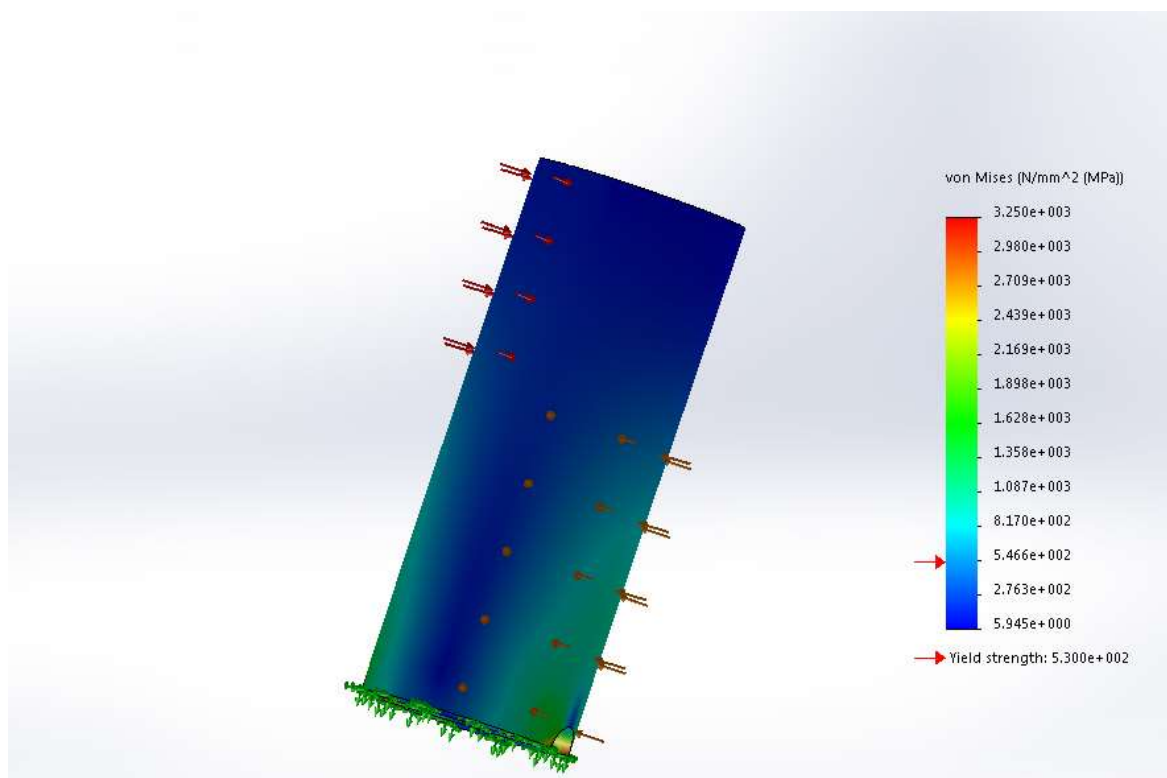


Figura 39 - Representação da deformação provocada por uma travagem (Pino)

No 9.1 Cálculo de Pressão (Anexo C), pode-se encontrar a metodologia usada para se encontrar as pressões a que os elementos estão sujeitos. Foi usado o caso do pino para o demonstrar, onde se também calculou a tensão de corte a que o componente estará sujeito, que demonstrou analiticamente que o componente não atinge a sua tensão limite.

3.3.1.2 No caso de quase impacto

Outro aspeto tido em conta, foi o comportamento dos elementos constituintes do eixo no caso de este passar por um buraco ou mesmo subir um passeio.

Na Figura 40, pode-se observar novamente a trave central na mesma situação anteriormente vista, mas com zona de aplicação de pressões escolhidas para relatar e simular este novo caso. A condição de fronteira continua a ser a mesma que no caso anterior de travagem.

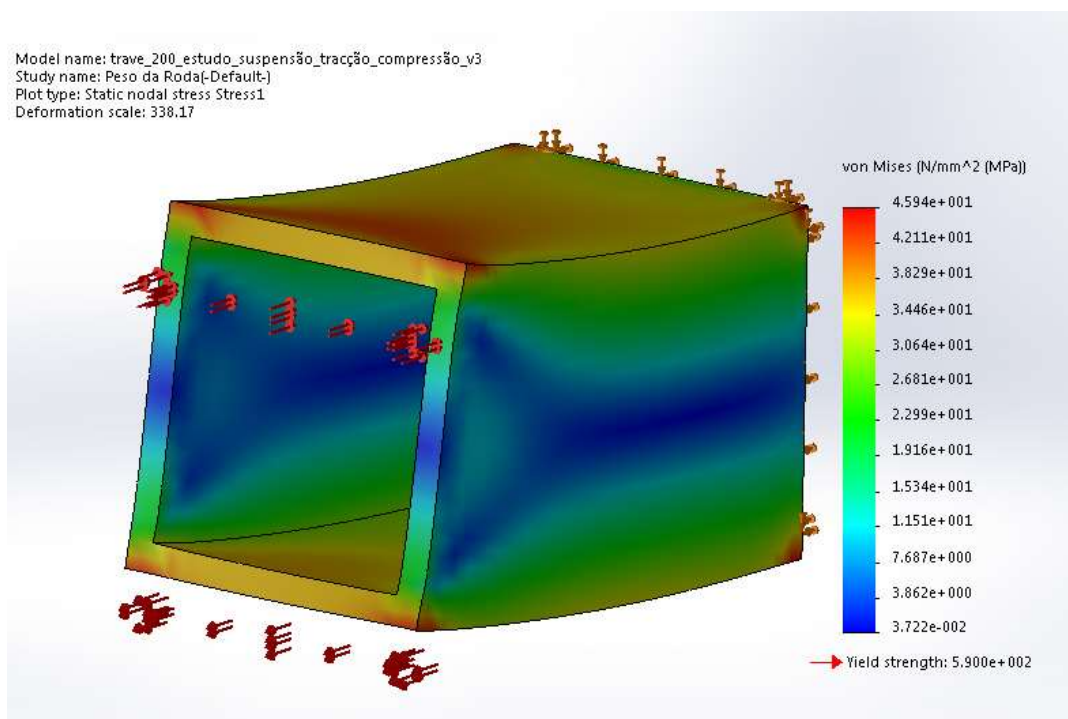


Figura 40 - Tensões de von Mises num caso quase impacto (Trave central)

Nesta simulação observa-se duas pressões de igual valor (40.6 MPa) originando uma situação de compressão e de tração no elemento provocando uma tensão de von Mises máxima de 46 MPa, bem abaixo da resistência do material.

De seguida, o caso do cotovelo, na Figura 41, as setas verticais aplicadas na superfície superior retrata uma força de 40kN, enquanto no furo, dividido em quatro partes iguais, se encontra duas pressões de direções opostas de 59.72 MPa. Neste caso a simulação apresenta uma tensão de von Mises (175.5 MPa) inferior à tensão limite do material. Mesma condição de fronteira utilizada no caso de travagem.

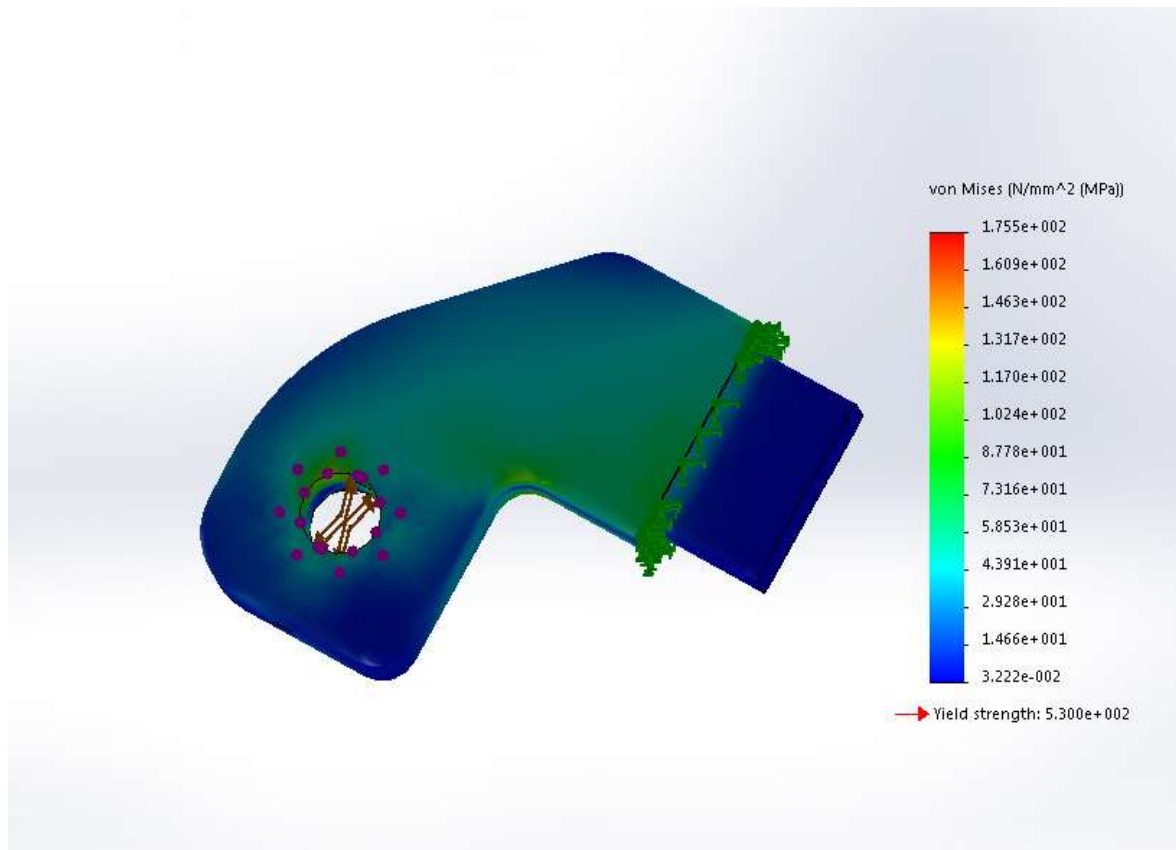


Figura 41 - Tensões de von Mises num caso de quase impacto (Cotovelo)

No próximo elemento, retratado na Figura 42, cada furo tem a sua superfície dividida em duas partes iguais e aplicada uma pressão de 29.6 MPa. As setas verticais representam uma força de 40kN. Verifica-se uma tensão máxima de von Mises de 65.1 MPa, abaixo da resistência limite do material. Sendo a condição de fronteira a fixação do furo do eixo da roda, como no caso da travagem.

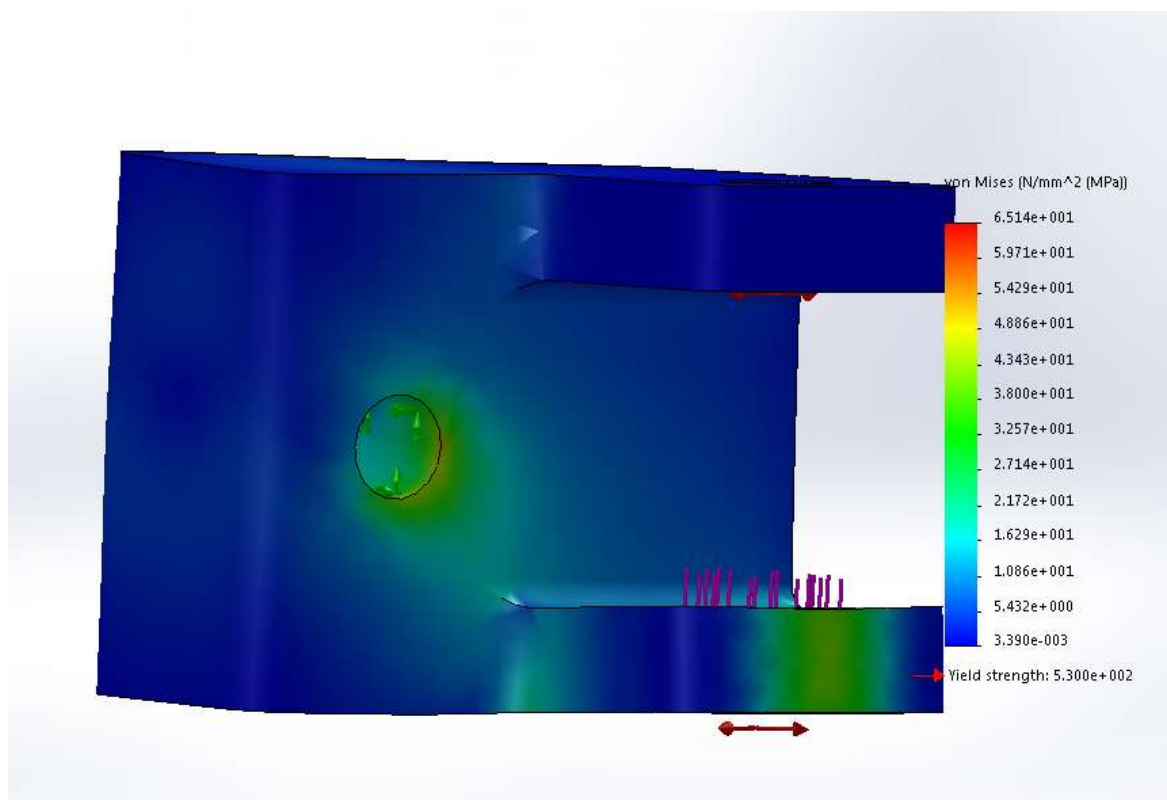


Figura 42 - Tensões de von Mises num caso de quase impacto (Braço)

Todas as simulações (tensão, deformação e deslocamento) podem ser observadas no Anexo B – Resultados das simulações.

3.3.2 Análise à fadiga

A análise à fadiga pretende verificar a resistência dos vários elementos quando sujeitos a cargas repetitivas num determinado período de ciclos. Foram efetuadas análises aos elementos principais do eixo. Cada elemento foi submetido a um milhão de ciclos com resultados positivos.

Para complementar os resultados obtido pelo *software*, recorreu-se à análise analítica para verificar a metodologia utilizada na análise, como se pode analisar no 9.2 Dimensionamento à Fadiga no anexo c.

De salientar que todos os relatórios referentes à análise à fadiga poderão ser visionados em Anexo B – Resultados das simulações.

4 Conclusão

O objetivo principal deste trabalho foi o de contribuir para o projeto de um eixo de veículo rodoviário para fins específicos baseado num traçado simples e fabricado com processos expeditos e tendo em vista sempre a preocupação a nível de custos. No mercado atual, o valor de custo de produção de um produto torna-se importantíssimo para a sobrevivência de quem o procura realizar.

Assim, nesta dissertação de mestrado, ao desenvolver os vários componentes que integram o eixo, a preocupação com o seu custo de produção e com desperdícios resultantes foi elevada.

Com base nas simulações efetuadas, tendo como pilar o *SolidWorks Simulation* e as informações retiradas a partir de cada simulação, foi possível obter um eixo encontrando os objetivos anteriormente referidos. A simulação numérica baseada em elementos finitos (*SolidWorks*) revelou-se ideal para procedimentos de projeto, uma vez que, considerando que o sistema de forças exteriores aplicado ao conjunto estrutural a projetar, não poderia gerar tensões além do limite elástico, as análises efetuadas foram sempre no campo linear, sendo possível a sua reformulação com traçados alternativos, sem grande demora para o investigador.

5 Trabalhos futuros

Em complemento às etapas anteriormente levadas a cabo, seria um contributo importante efetuar análise experimental de tensões num eixo real, usado por exemplo técnica de extensometria elétrica, as quais permitem resultados de grande rigor, embora forneçam a informação apenas em pontos discretos do conjunto a analisar. Em complemento às potencialidades da extensometria, poderia efetuar-se a análise dinâmica usando excitadores eletromagnéticos a fim de avaliar o comportamento modal e estimar as frequências nocivas à segurança do veículo.

6 Bibliografia

- [1] F. Mouchet, Artist, *Rudolph Ackermann*. [Art]. National Portrait Gallery, London.
- [2] D. King-Hele, *Erasmus Darwin's Improved Design for Steering Carriages*, 2002.
- [3] N. W. Troupe, "Optimization of Steering Geometry For Ultra-High-Mileage Vehicles," The Pennsylvania State University, 2011.
- [4] U. A. O. C. a. School, *Wheeled Vehicles Steering Systems*.
- [5] H. P. a. D. L. Richard Hathaway, "Making suspension geometry work".
- [6] D. Axles.
- [7] V. T. S. B.V., *Advanced steering & Suspension solutions*, 2009.
- [8] BPW, "BPW," [Online]. Available: <http://www.bpw.de/en/products/commercial-vehicles/axles/self-steering-axles-ll.html>. [Acedido em 16 Setembro 2014].
- [9] C. Essieux, *General Catalogue*, 2013.
- [10] A. e. I. S. F. Ramada, *Aços Especiais - Catálogo*.
- [11] DISUMEG, "Processos de soldadura," [Online]. Available: <http://www.disumeg.com/processos-de-soldadura/>. [Acedido em 24 12 2014].
- [12] S.-H. Group, "Application Guide - Trailer Mechanical Suspensions," SAF-HOLLAND Group, Estados Unidos da América, 2011.
- [13] SCHAEFFLER, "Medias," [Online]. Available: <http://medias.schaeffler.com/medias/pt!hp.ec.br/AXK?#AXK>. [Acedido em 24 Outubro 2014].
- [14] SCHAEFFLER, "Medias," [Online]. Available: http://medias.schaeffler.com/medias/pt!hp.ec.br/pr/EGB..-E50*EGB3030-E50. [Acedido em 24 Outubro 2014].
- [15] S. Moraes, *Desenho Técnico Básico Volume 3*, Porto Editora, 2007.

- [16] SKF, *Needle roller bearings Catálogo*, SKF, 2010.
- [17] P. Soares, Aços, Características e Tratamentos, 1992.
- [18] D. Systemes, “SolidWorks,” [Online]. Available:
<http://www.solidworks.com/sw/products/simulation/finite-element-analysis.htm>.
[Acedido em 7 Outubro 2014].
- [19] J. M. R. T. e. J. O. Fonseca, *Introdução ao SolidWorks: Análise de tensões de peças*, FEUP - Departamento de Engenharia Mecânica, 2012.
- [20] A. B. d. Moraes, *Textos de apoio às aulas de Mecânica de Estruturas e colecção de exercícios para as aulas práticas.*, Aveiro: Departamento de Engenharia Mecânica, 2009.
- [21] A. B. d. Moraes, *Textos de apoio às aulas de Sistemas Mecânicos*, Aveiro: Departamento de Engenharia Mecânica, 2009/2010.
- [22] R. S. e. T. Abecasis, “Eurocódigo 3:Projeto de Estruturas de Aço,” CMM, 2010.
- [23] W. Norris, *Modern Steam Road Wagons*, Longmans, Green and co., 1906.
- [24] “Street Rodder,” 2014. [Online]. Available:
http://www.streetrodderweb.com/tech/0902sr_science_of_straight_axles/viewall.html.
[Acedido em 22 Setembro 2014].
- [25] M. A.-P. Guitian, *Manual de Automóviles*, Madrid: CieDossat, 2004.

7 Anexo A – Desenhos de definição

1

2

3

4

A

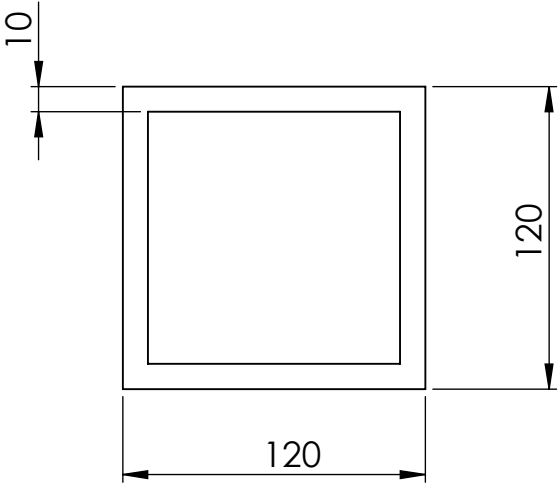
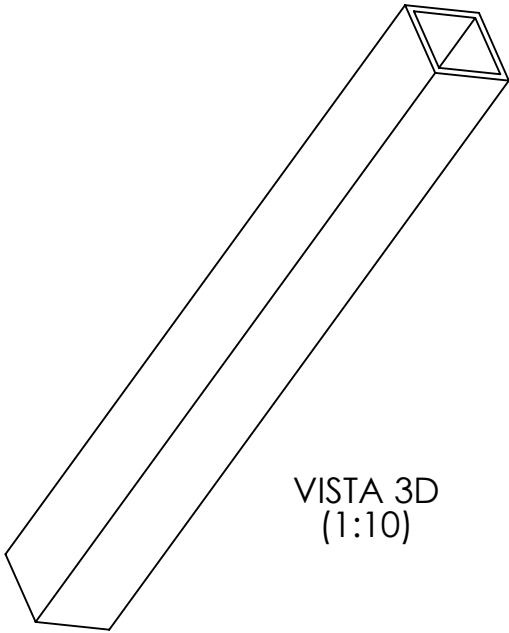
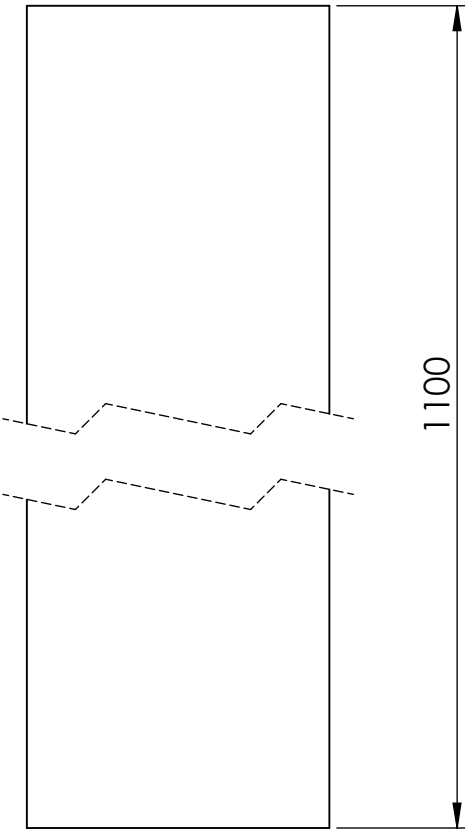
B

C

D

E

F



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Fernando Vergas		4-11-2014			
CHK'D						
APPV'D						
MFG						
Q.A						

MATERIAL:
EN S 355 J 2 G 3

WEIGHT:

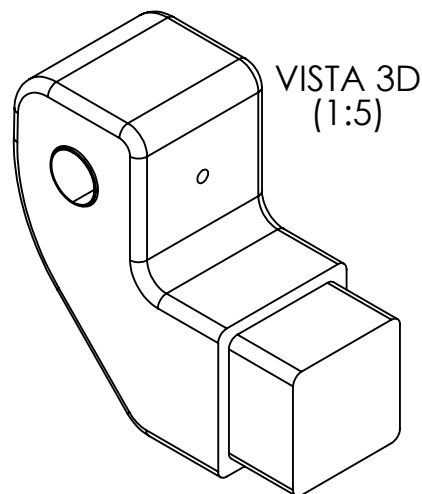
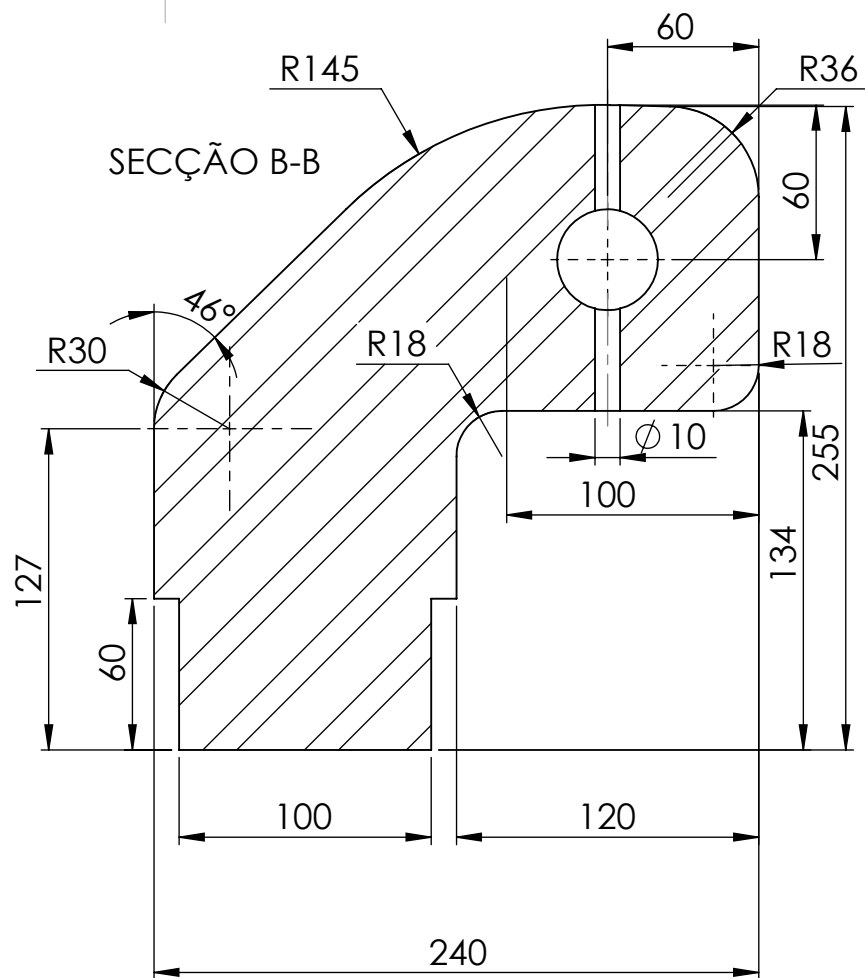
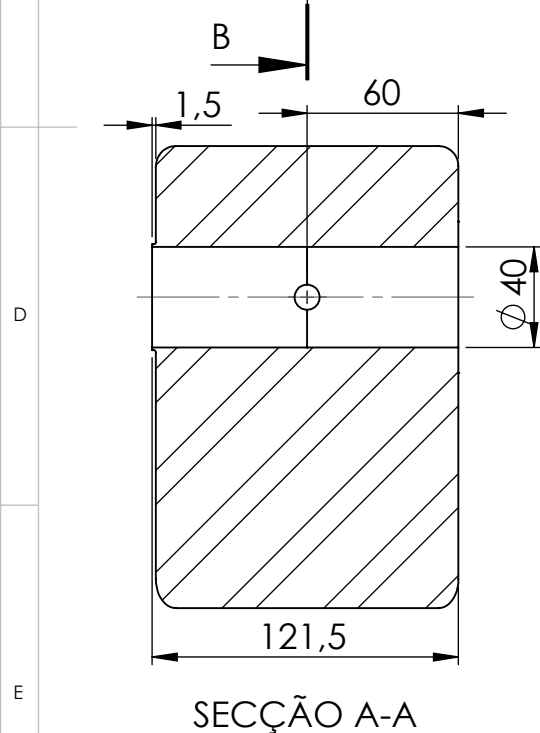
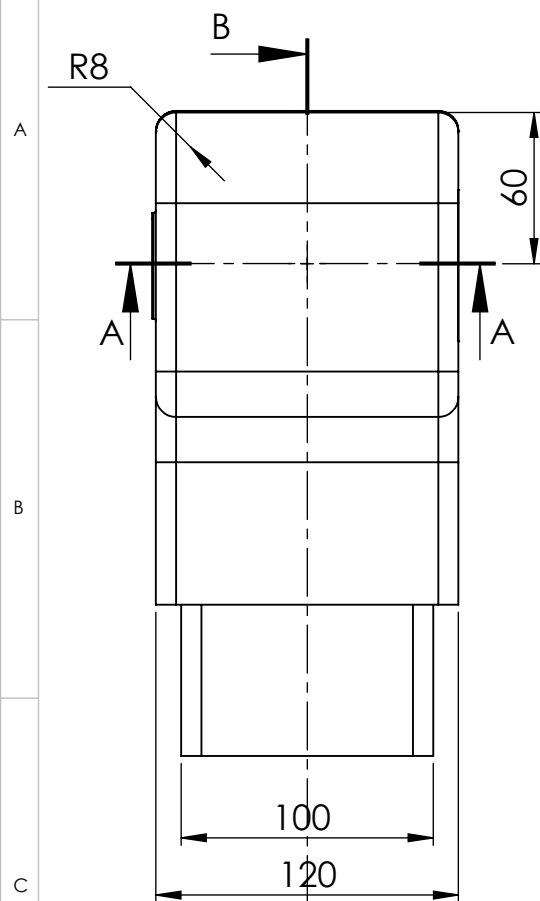
TITLE:	Trave Central	
DWG NO.		
	1	A4
SCALE: 1:3	SHEET 1 OF 1	

1

2

3

4



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Fernando Vergas		5/11/2014			
CHK'D						
APPV'D						
MFG						
Q.A						

MATERIAL:

EN C45E

WEIGHT:

TITLE:

Cotovelo Esquerdo

DWG NO.

2

A4

SCALE: 1:3

SHEET 1 OF 1

1

2

3

4

R3

A

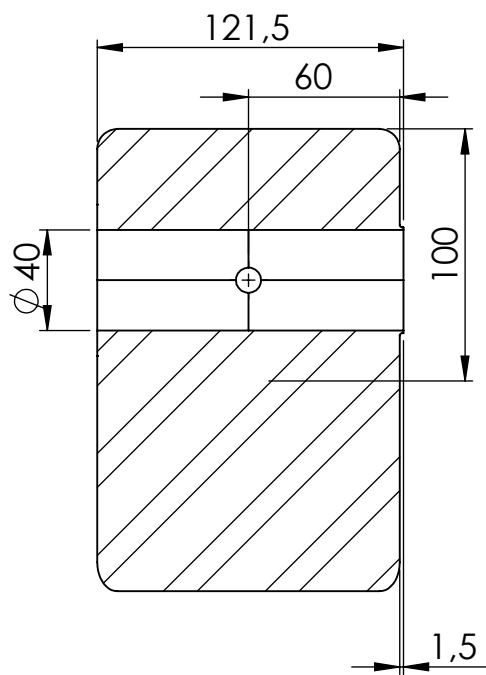
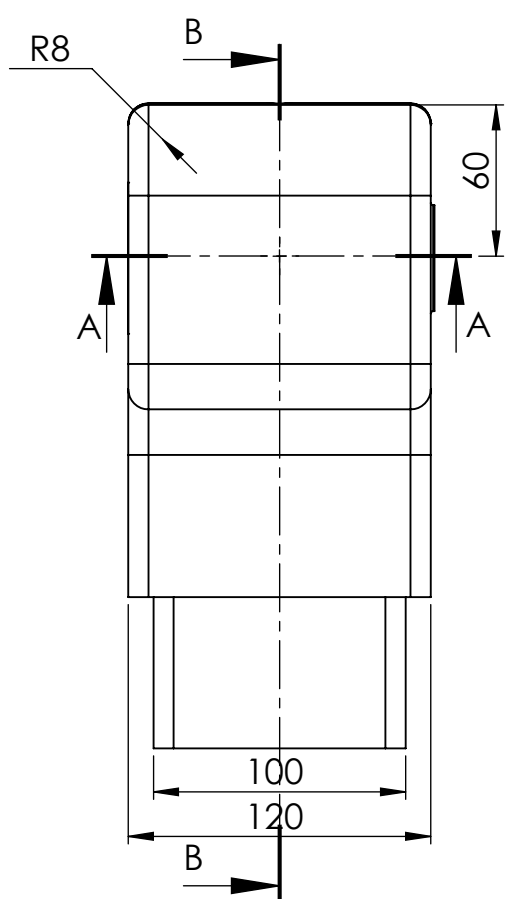
B

C

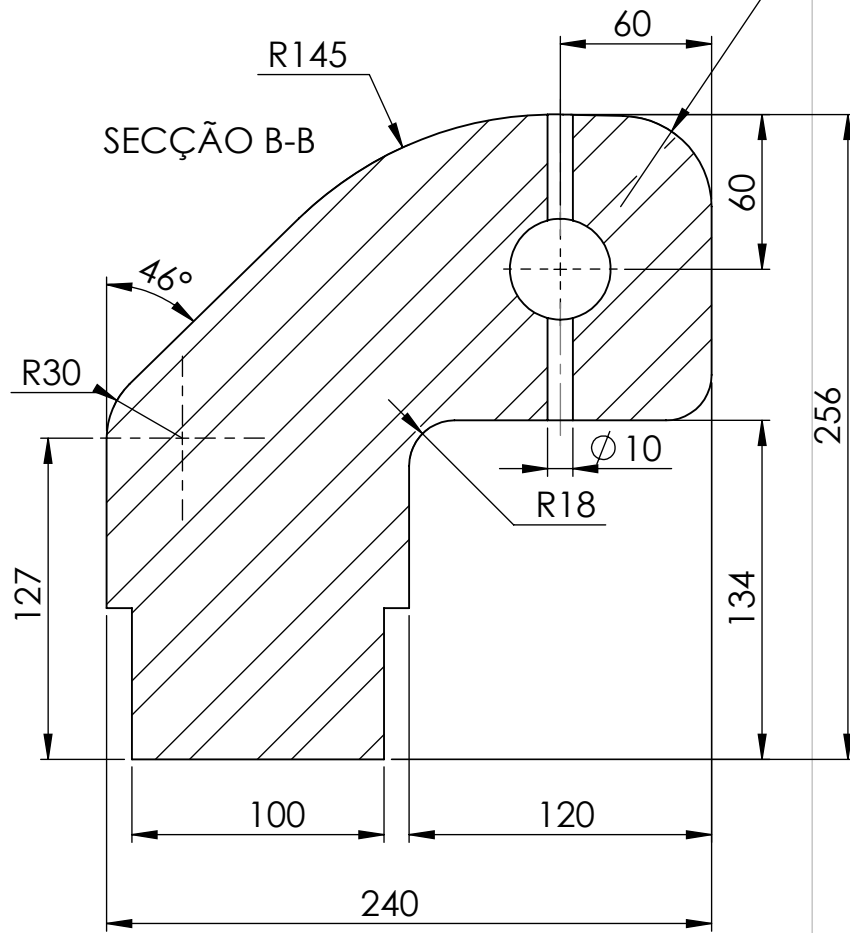
D

E

F

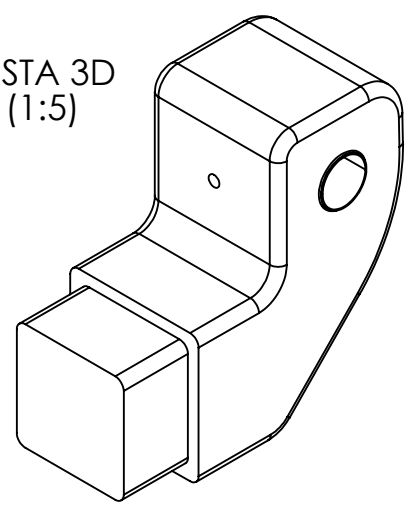


SECÇÃO A-A



SECÇÃO B-B

VISTA 3D
(1:5)



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Fernando Vergas		5/11/2014			
CHK'D						
APPV'D						
MFG						
Q.A						

MATERIAL:
EN C45E
WEIGHT:

TITLE:	Cotovelo Direito	
DWG NO.	2.1	A4
SCALE: 1:3	SHEET 1 OF 1	

1

2

3

4

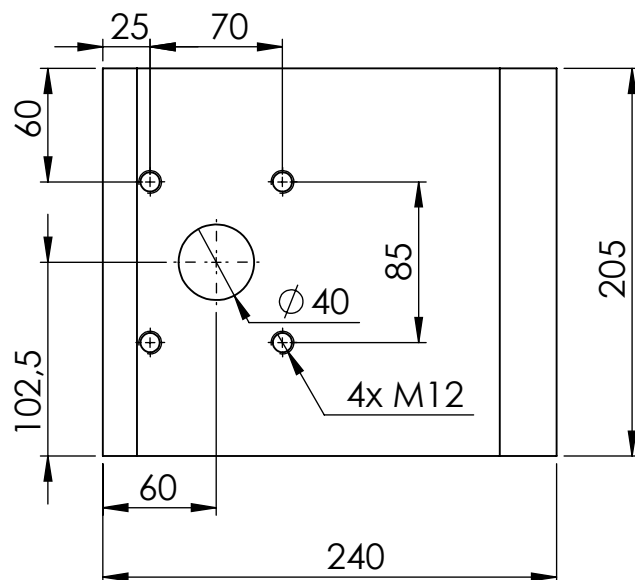
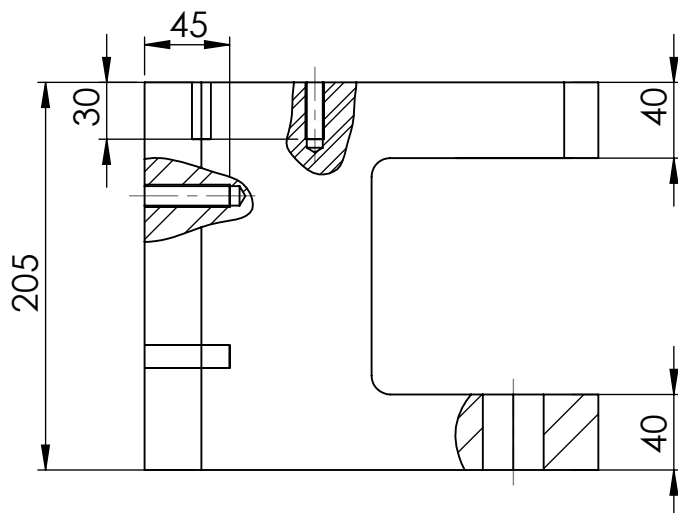
A

B

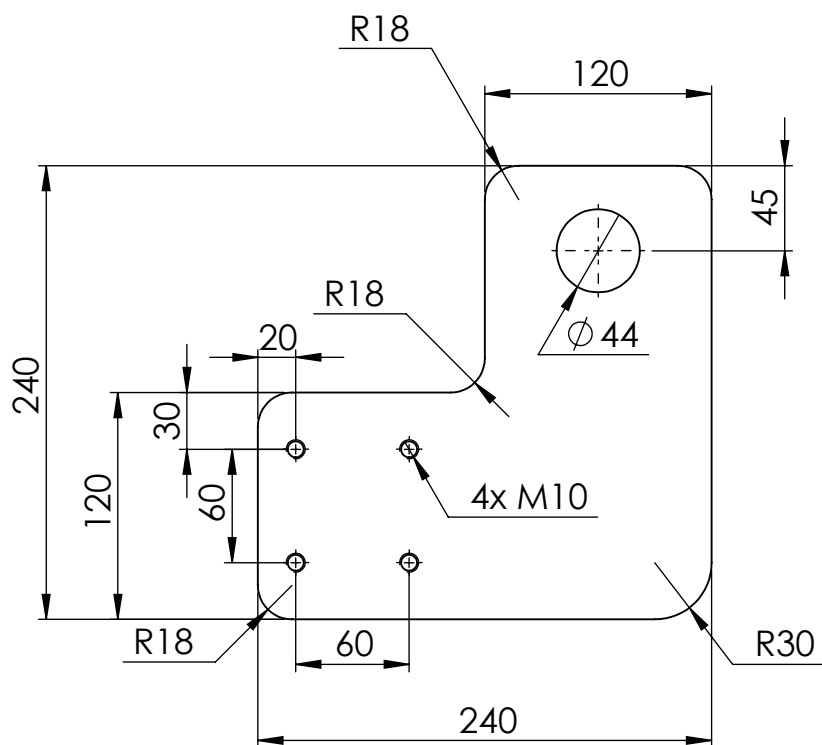
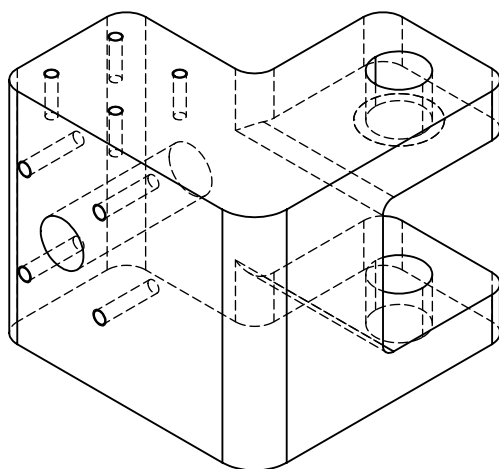
C

D

E



VISTA 3D
(1:5)



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN Fernando Vergas		5/11/2014			
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			EN C45E		
			WEIGHT:		

TITLE:

Braço Esquerdo

DWG NO.

3

A4

SCALE: 1:4

SHEET 1 OF 1

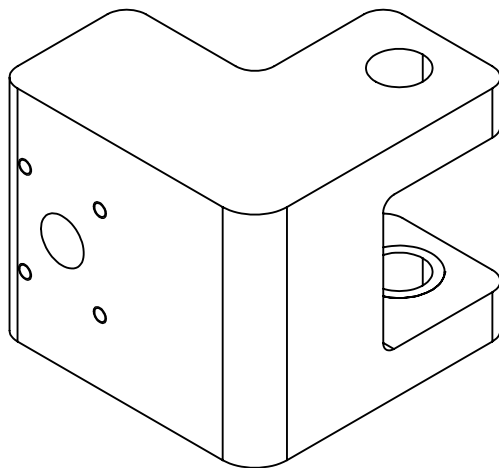
1

2

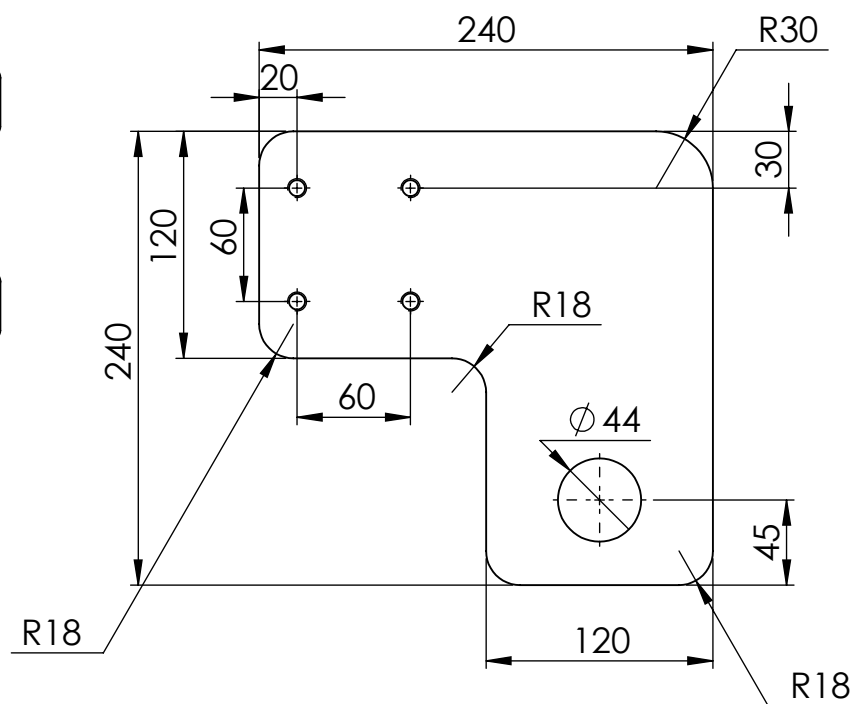
3

4

A

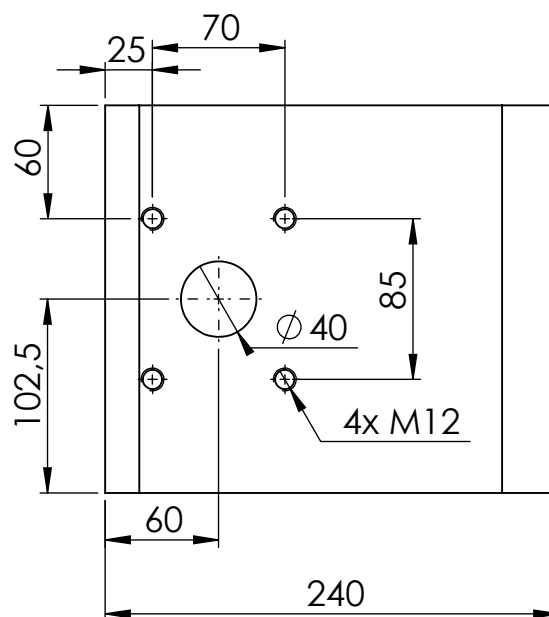
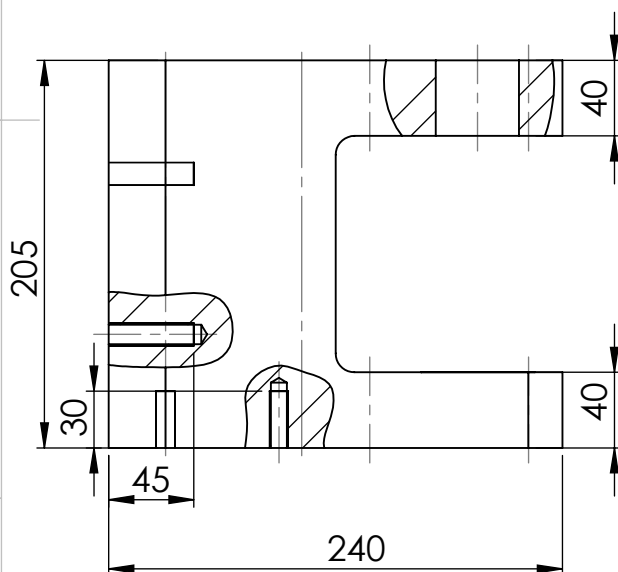
VISTA 3D
(1:5)

B



C

D



E

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN	Fernando Vergas		5/11/2014		
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
				EN C45E	
				WEIGHT:	

TITLE:

Braço Direito

DWG NO.

3.1

A4

SCALE: 1:4

SHEET 1 OF 1

F

1

2

3

4

A

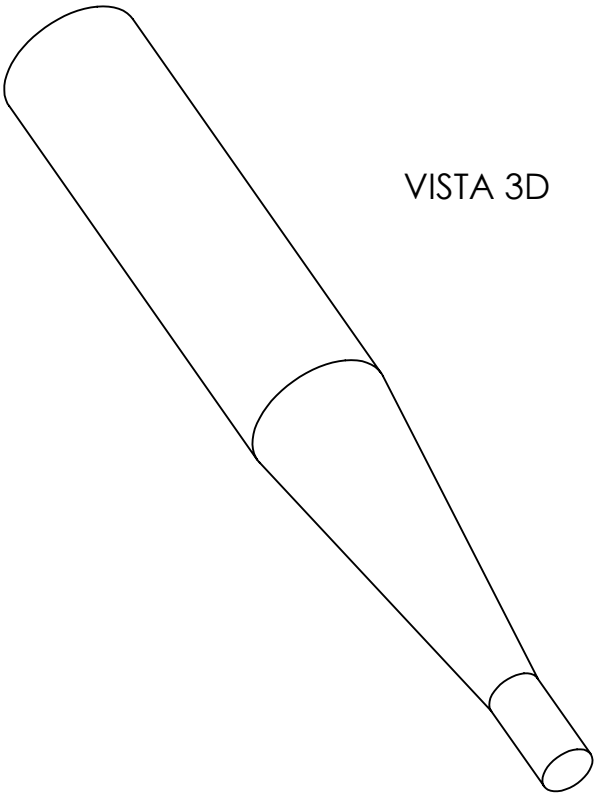
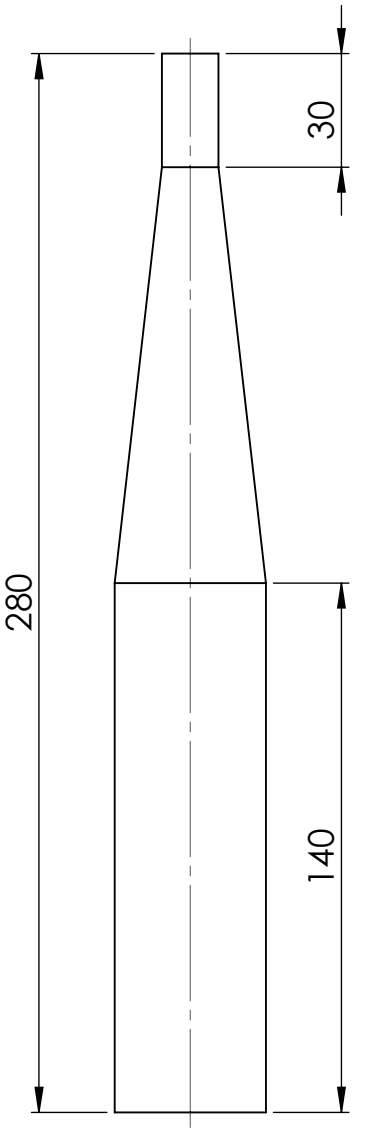
B

C

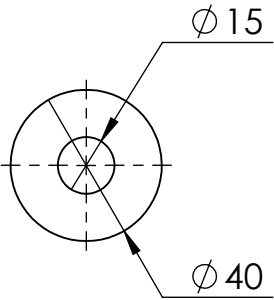
D

E

F



VISTA 3D



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME		SIGNATURE		DATE				TITLE: <h1>Eixo da Roda</h1>			
DRAWN		Fernando Vergas		7-11-2014							
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL: EN C45E		DWG NO.		4	
										A4	
						WEIGHT:		SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	

1

2

3

4

A

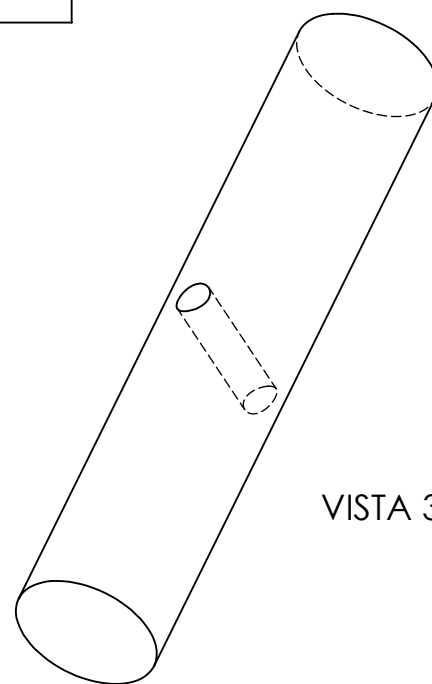
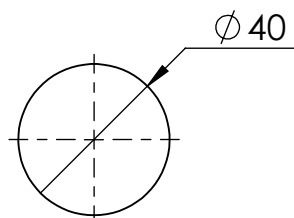
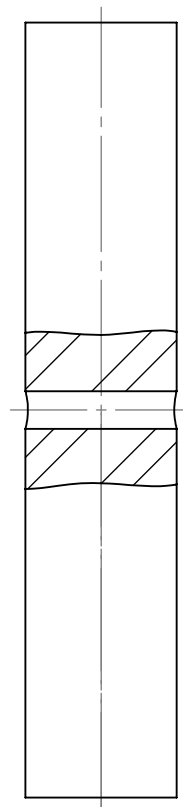
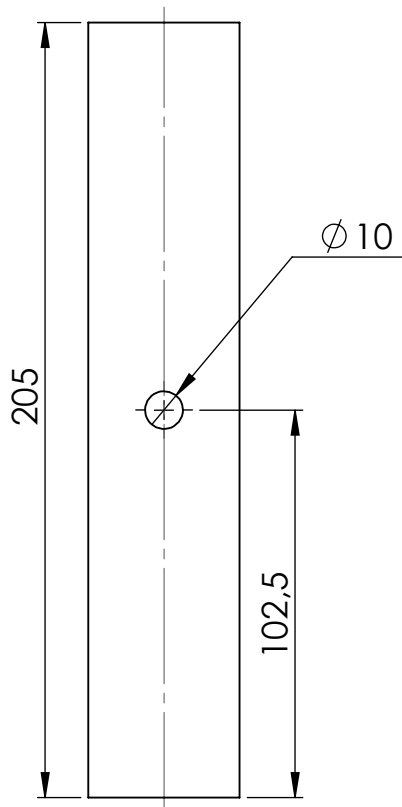
B

C

D

E

F



VISTA 3D

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Fernando Vergas		7/11/2014			
CHK'D						
APPV'D						
MFG						
Q.A						

MATERIAL:

EN C45E

WEIGHT:

TITLE:

Pino

DWG NO.

5

A4

SCALE: 1:2

SHEET 1 OF 1

1

2

3

4

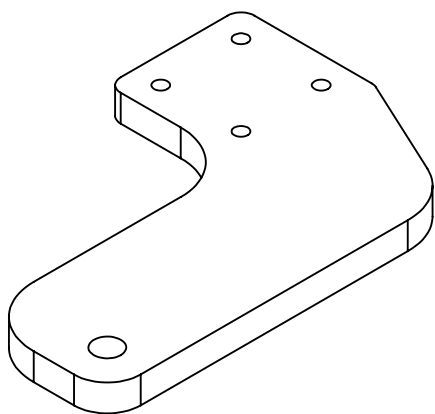
A

B

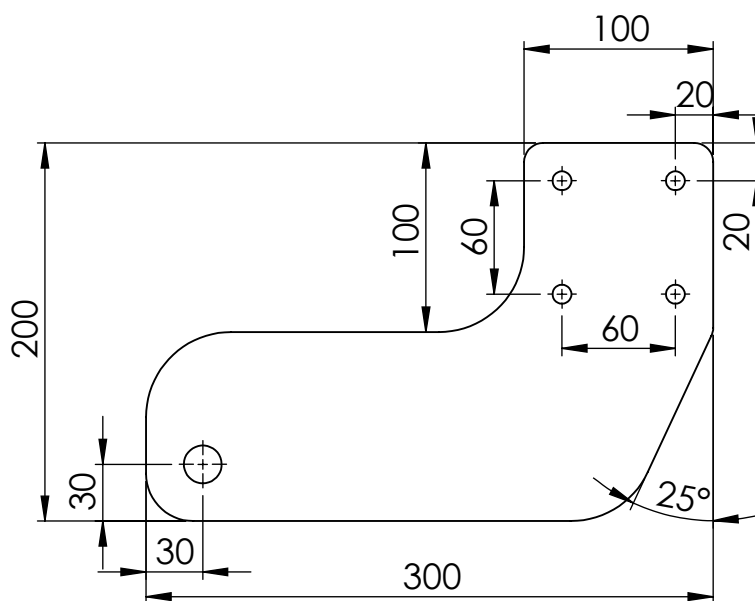
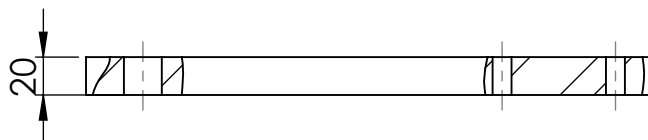
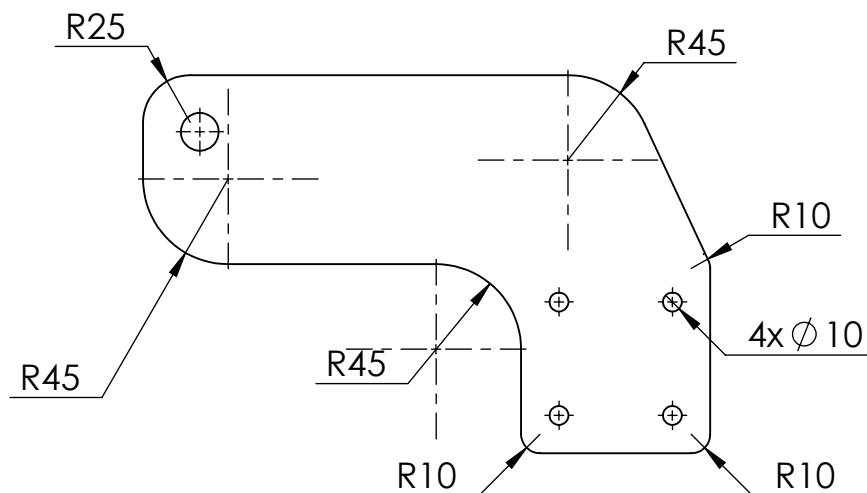
C

D

E



VISTA 3D



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Fernando Vergas	7/11/2014			
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					

MATERIAL:

EN C45 E

WEIGHT:

TITLE:

Apoio Barra de Direção

DWG NO.

8

A4

SCALE: 1:4

SHEET 1 OF 1

1

2

3

4

A

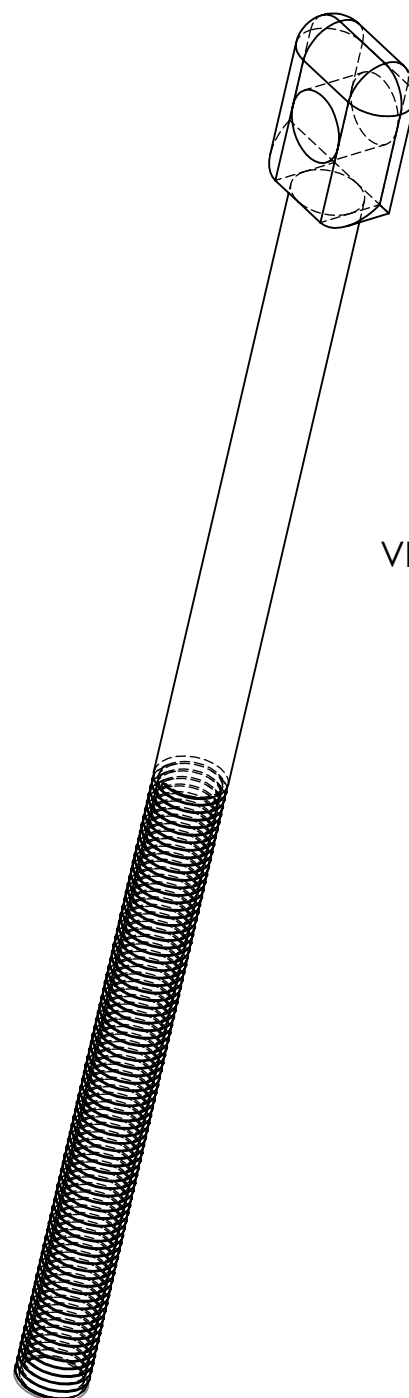
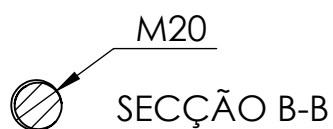
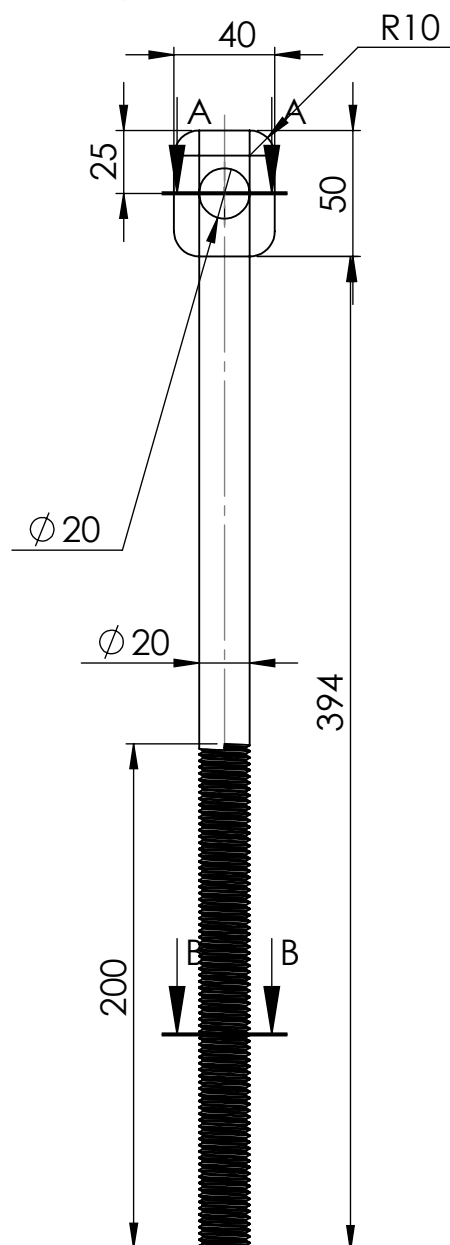
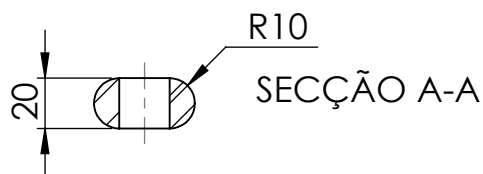
B

C

D

E

F



Nota : Rosca no sentido anti-horário

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Fernando Vergas		7/11/2014			
CHK'D						
APPV'D						
MFG						
Q.A						

MATERIAL:
EN C45E

WEIGHT:

TITLE:

Barra de Direção CCW

DWG NO.

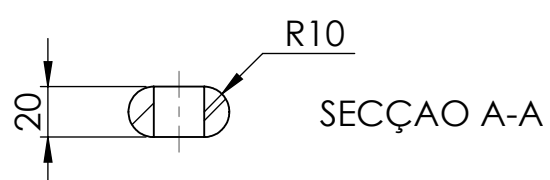
9

A4

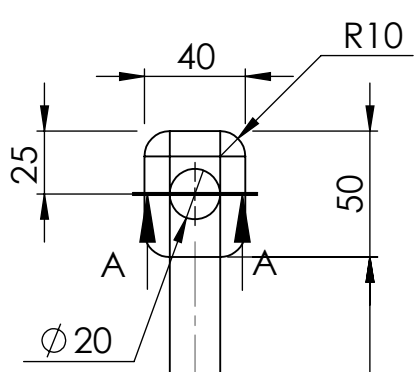
SCALE: 1:3

SHEET 1 OF 1

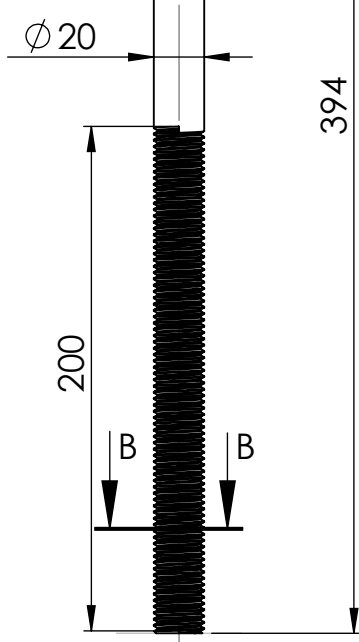
A



B

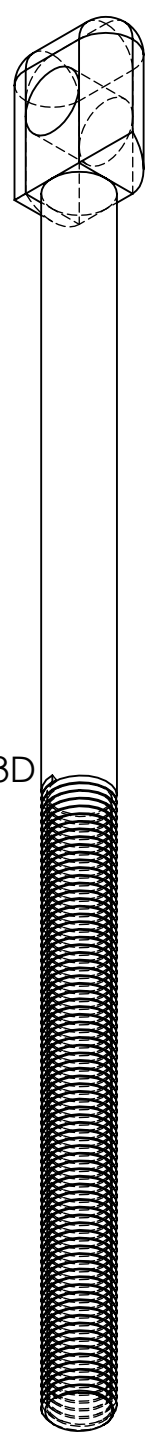
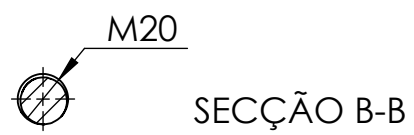


C



D

E



VISTA 3D
(1:2)

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
	NAME		SIGNATURE		DATE				TITLE: Barra de Direção			
DRAWN	Fernando Vergas				5-11-2014							
CHK'D												
APPV'D												
MFG												
Q.A												
							MATERIAL: EN C45E		DWG NO. 9.1		A4	
							WEIGHT:		SCALE:1:3		SHEET 1 OF 1	

1

2

3

4

A

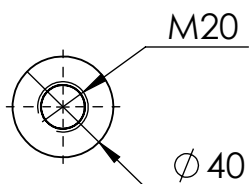
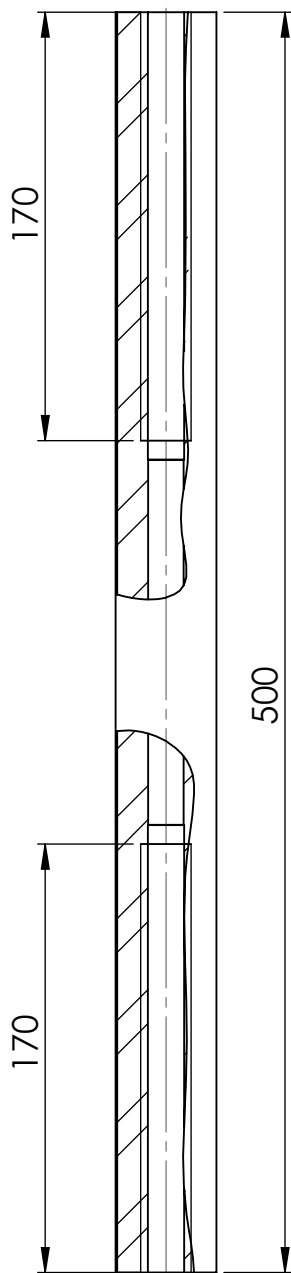
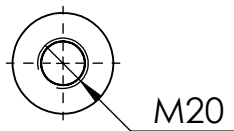
B

C

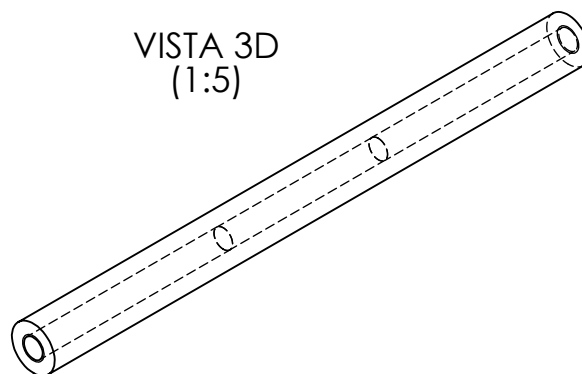
D

E

F



VISTA 3D
(1:5)



Nota: Um dos lados a rosca é no sentido anti-horário

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Fernando Vergas		7/11/2014			
CHK'D						
APPV'D						
MFG						
Q.A						

MATERIAL:

EN C45E

WEIGHT:

TITLE:

Ajuste de Direção

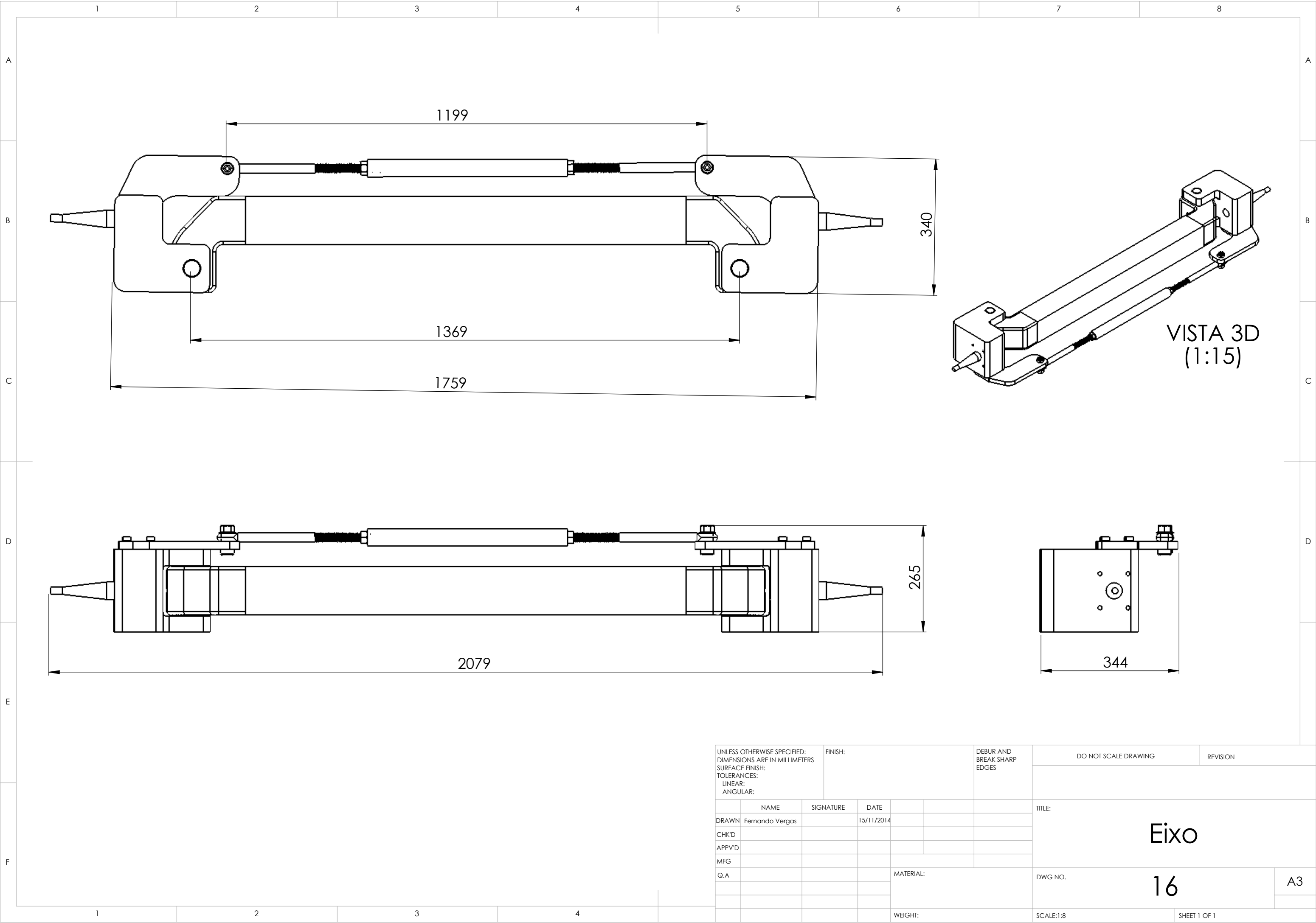
DWG NO.

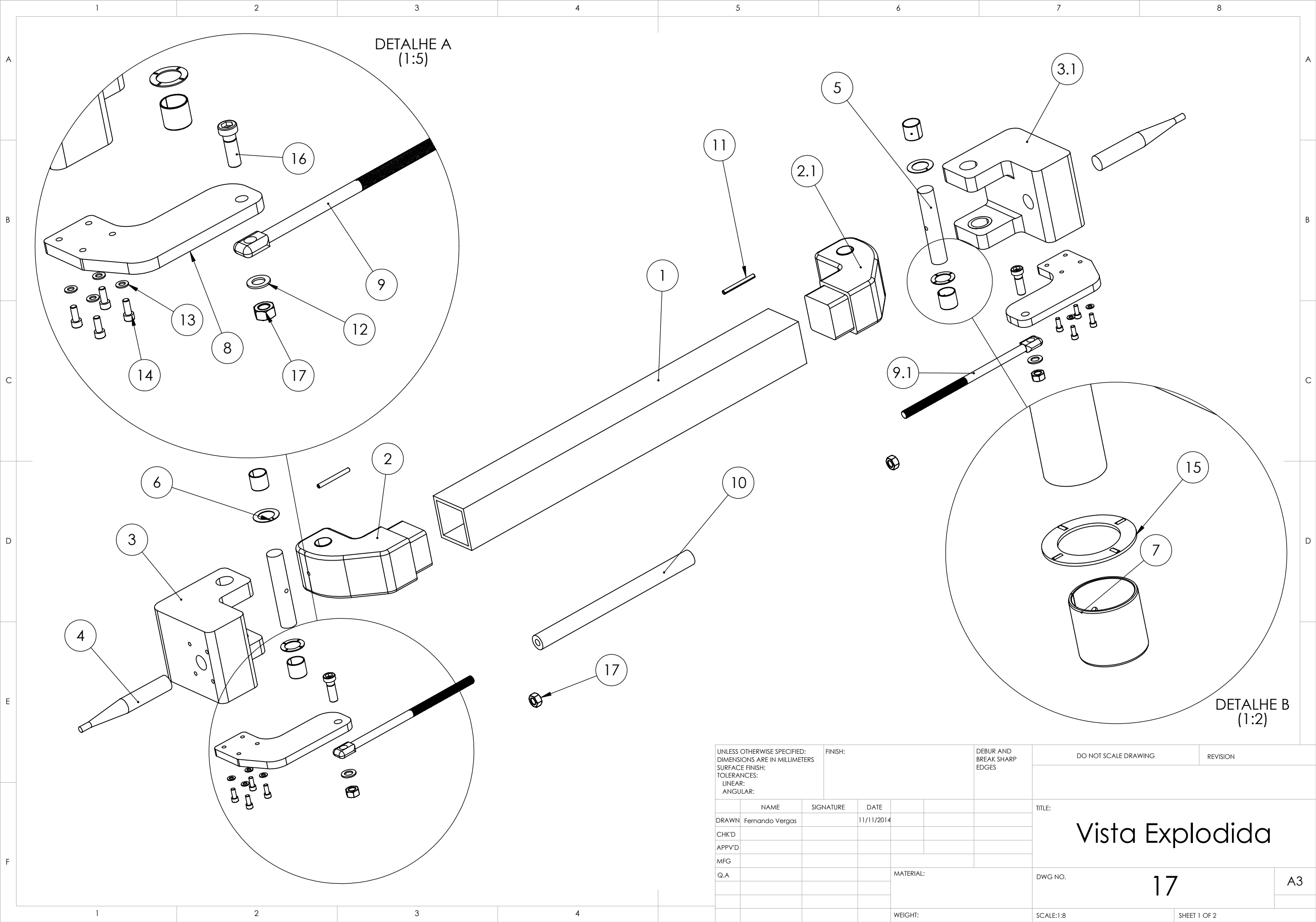
10

A4

SCALE: 1:3

SHEET 1 OF 1

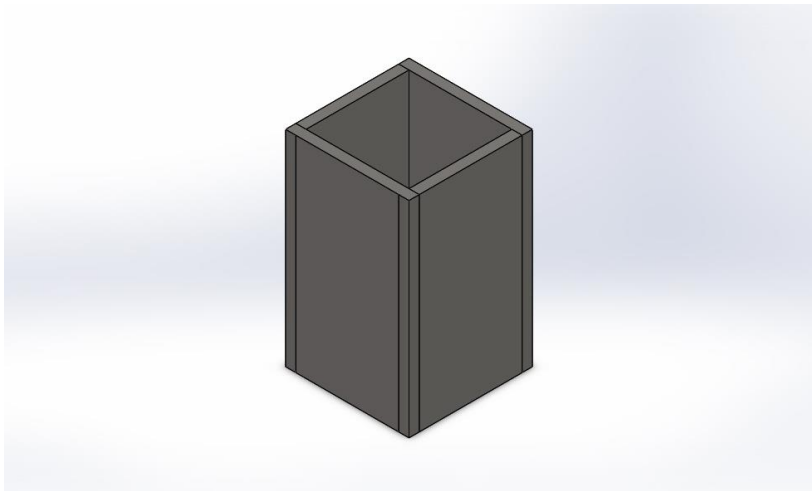




UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: <div>Vista Explodida</div>					
DRAWN	Fernando Vergas		11/11/2014								
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A				MATERIAL:		DWG NO.		17		A3	
				WEIGHT:		SCALE:1:8			SHEET 1 OF 2		

1		2		3		4						
A												
	Número Peça		Descrição				Quant.					
	1		Trave Central				1					
	2		Cotovelo Esquerdo				1					
	2.1		Cotovelo Direito				1					
	3		Braço Esquerdo				1					
	3.1		Braço Direito				1					
	4		Eixo da Roda				2					
	5		Pino				2					
B	6		Disco de Encosto EGW42 E50				2					
	7		Bucha EGB4040 E50				4					
	8		Apoio Barra de Direção				2					
	9		Barra de Direção CCW				1					
	9.1		Barra de Direção				1					
	10		Ajuste Barra de Direção				1					
C	11		Pino Elástico EN ISO 8752-10x100-St				2					
	12		Anilha ISO 7089-M20-140HV				2					
	13		Anilha ISO 7089-M10-140HV				8					
	14		Parafuso Cabeça Cilíndrica com Oco Hexagonal ISO 4762- M10x25-8.8				8					
	15		Rolamento de Agulhas Axial ISO 3096 AXK4060				4					
	16		Parafuso de Cabeça Cilíndrica com Oco Hexagonal ISO 4762- M20x60-8.8				2					
D	17		Porca Hexagonal ISO 4032-M20- 8				4					
E												
F	UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION			
		NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: Lista de Material					
	DRAWN	Fernando Vergas		11/11/2014								
	CHK'D											
	APPV'D											
	MFG											
		Q.A			MATERIAL:		DWG NO.				17.1	A4
							SCALE:1:8				SHEET 2 OF 2	

8 Anexo B – Resultados das simulações



Description

Simulação ao elemento com uma pressão de 8.7 MPa, no caso de uma travagem.

Simulation of trave_200_estudo_sus pensão_tracção_comp ressão_v3

Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Travagem
Analysis type: Static

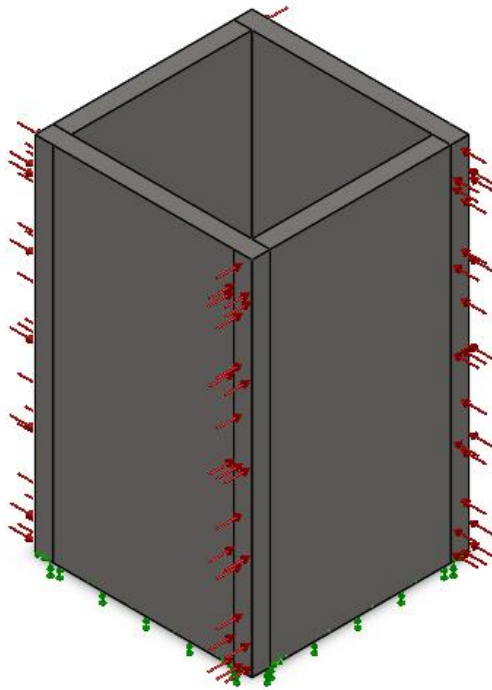
Table of Contents

Description.....	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	5
Mesh Information	6
Study Results	8



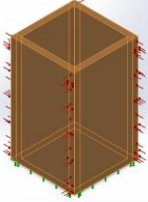
Assumptions

Model Information



Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Current Configuration: Default

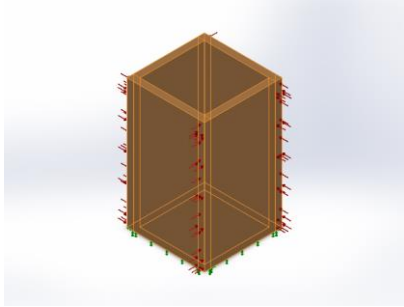
Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line4 	Solid Body	Mass:6.952 kg Volume:0.00088 m ³ Density:7900 kg/m ³ Weight:68.1296 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3.SLDPRT Nov 27 20:48:06 2014

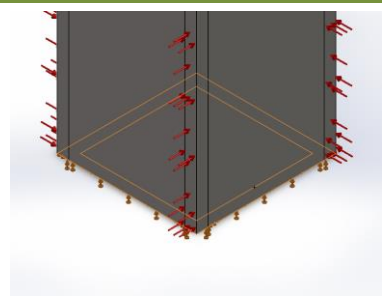
Study Properties

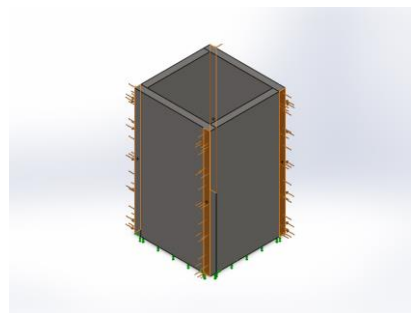
Study name	Travagem
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1024 Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 5.9e+008 N/m ² Tensile strength: 7.5e+008 N/m ² Elastic modulus: 2.05e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.29 Mass density: 7900 kg/m ³ Shear modulus: 7.7e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.5e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Split Line4)(trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	1.32252	-0.682739	-0.979431	1.7817
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		Entities: 4 face(s) Type: Normal to selected face Value: 8.7 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg



Mesh Information

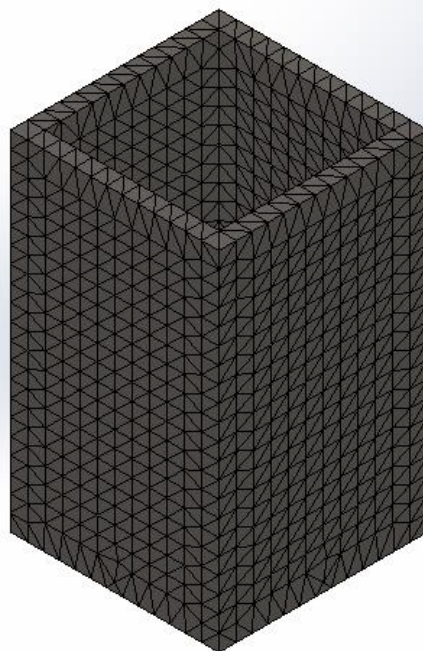
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Curvature based mesh
Jacobian points	4 Points
Maximum element size	0 mm
Minimum element size	0 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	16690
Total Elements	9616
Maximum Aspect Ratio	3.4246
% of elements with Aspect Ratio < 3	99.8
% of elements with Aspect Ratio > 10	0
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:02
Computer name:	FERNANDOVERGAS



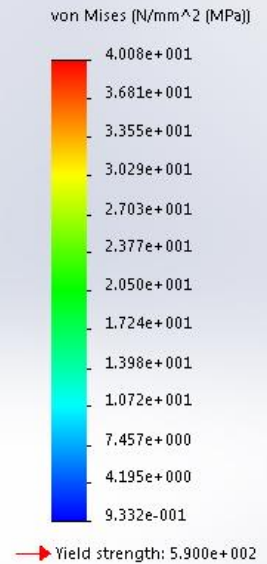
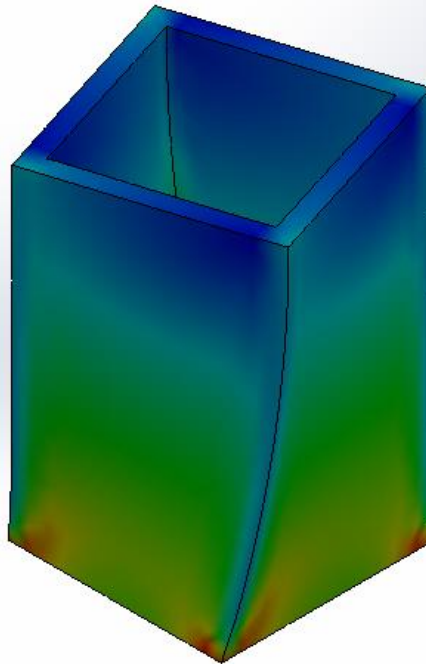
Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Study name: Travagem(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.933206 N/mm ² (MPa) Node: 15686	40.0753 N/mm ² (MPa) Node: 23

Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
 Study name: Travagem(-Default-)
 Plot type: Static nodal stress Stress1
 Deformation scale: 893.58

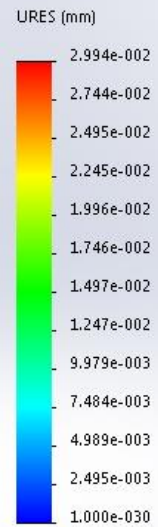
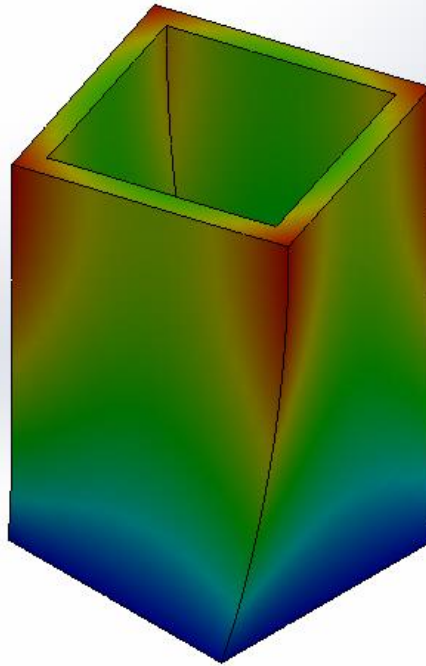


trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Travagem-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 23	0.0299365 mm Node: 1



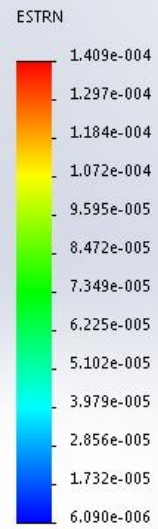
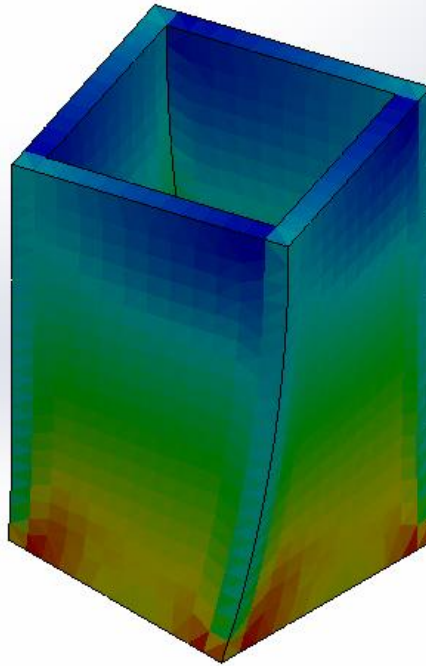
Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
 Study name: Travagem(-Default-)
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 893.58



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Travagem-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	6.08993e-006 Element: 3434	0.000140884 Element: 385

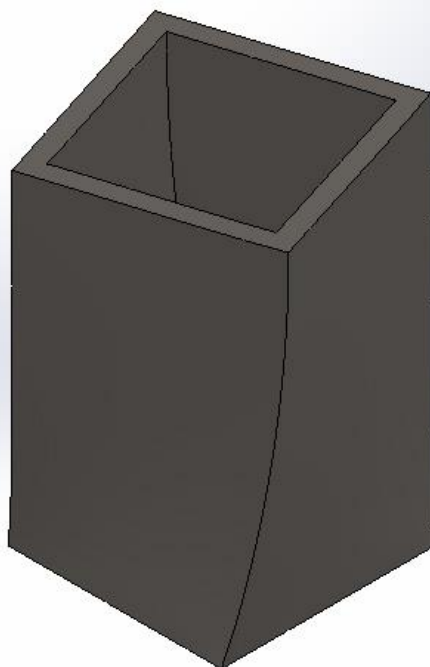
Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
 Study name: Travagem(-Default-)
 Plot type: Static strain Strain1
 Deformation scale: 893.58



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Travagem-Strain-Strain1

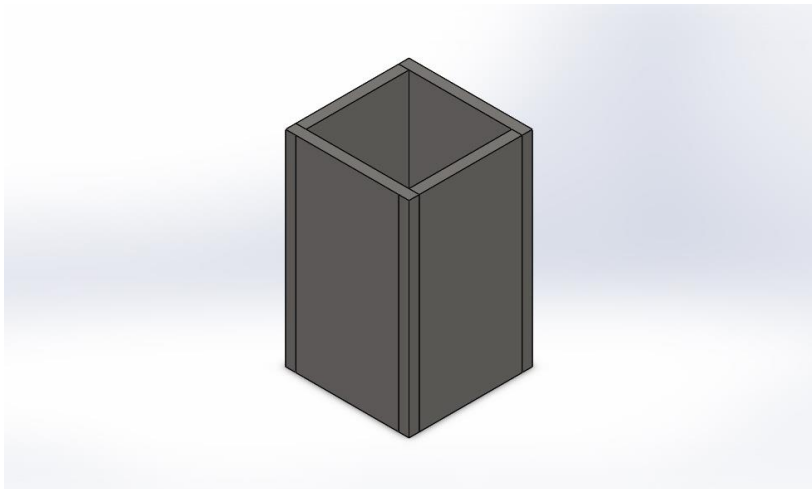
Name	Type
Displacement1{1}	Deformed Shape

Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Study name: Travagem(-Default-)
Plot type: Deformed Shape Displacement1{1}
Deformation scale: 893.58



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Travagem-Displacement-Displacement1{1}





Description

Simulação ao elemento de duas pressões de igual valor, 40.6 MPa, uma à compressão e outra à tração, no caso de quase impacto.

Simulation of trave_200_estudo_sus pensão_tracção_comp ressão_v3

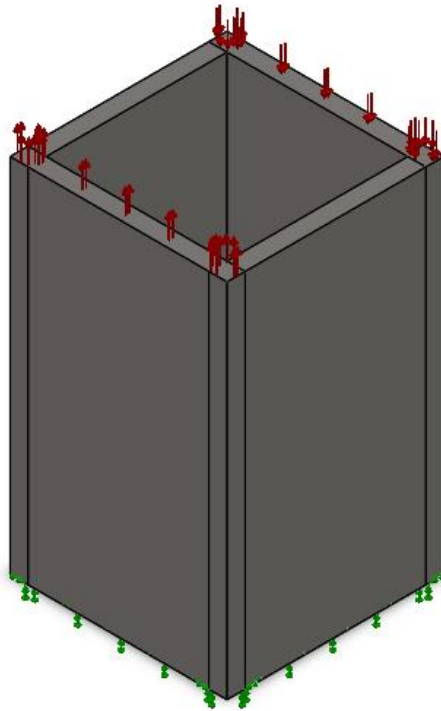
Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Peso da Roda
Analysis type: Static

Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loads and Fixtures.....	4
Mesh Information	5
Study Results	7

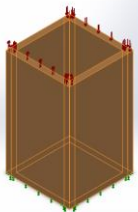


Model Information



Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Current Configuration: Default

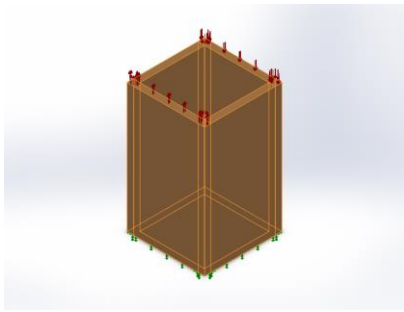
Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line4 	Solid Body	Mass:6.952 kg Volume:0.00088 m ³ Density:7900 kg/m ³ Weight:68.1296 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3.SLDPRT Nov 27 20:48:06 2014

Study Properties

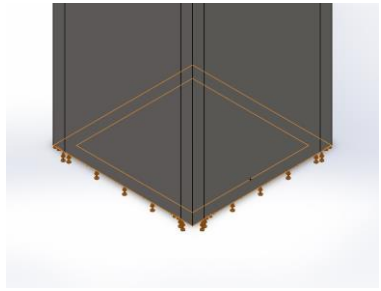
Study name	Peso da Roda
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

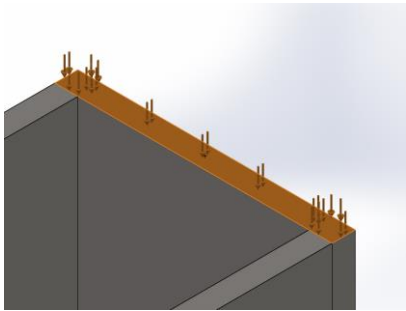
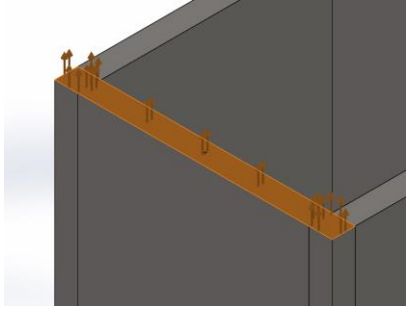
Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<p> Name: AISI 1024 Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 5.9e+008 N/m² Tensile strength: 7.5e+008 N/m² Elastic modulus: 2.05e+011 N/m² Poisson's ratio: 0.29 Mass density: 7900 kg/m³ Shear modulus: 7.7e+010 N/m² Thermal expansion coefficient: 1.5e-005 /Kelvin </p>	SolidBody 1(Split Line4)(trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão)
Curve Data:N/A		



Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry

Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		Entities: 1 face(s) Type: Normal to selected face Value: 40.6 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg
Pressure-2		Entities: 1 face(s) Type: Normal to selected face Value: -40.6 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg



Mesh Information

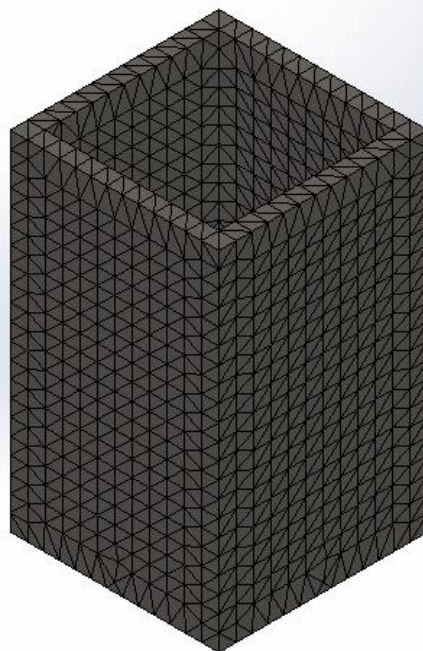
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Curvature based mesh
Jacobian points	4 Points
Maximum element size	0 mm
Minimum element size	0 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	16690
Total Elements	9616
Maximum Aspect Ratio	3.4246
% of elements with Aspect Ratio < 3	99.8
% of elements with Aspect Ratio > 10	0
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:01
Computer name:	FERNANDOVERGAS



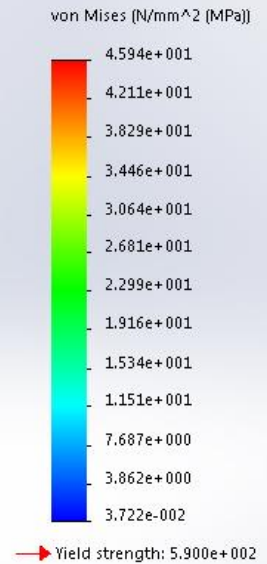
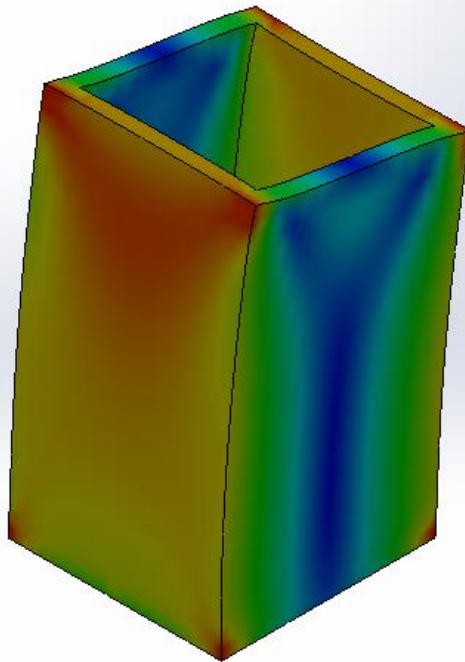
Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Study name: Peso da Roda(Default-)
Mesh type: Solid mesh



Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.0372164 N/mm ² (MPa) Node: 10147	45.9364 N/mm ² (MPa) Node: 16465

Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
 Study name: Peso da Roda(-Default-)
 Plot type: Static nodal stress Stress1
 Deformation scale: 338.17

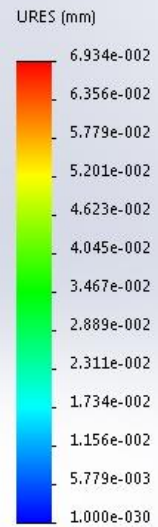
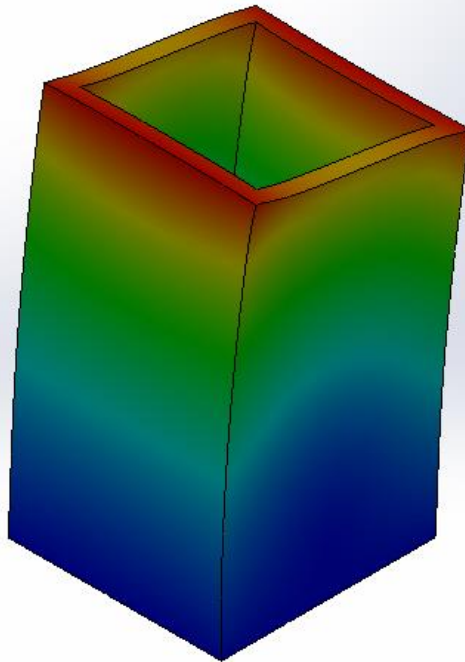


trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Peso da Roda-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 23	0.0693431 mm Node: 14283



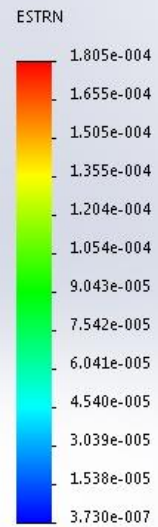
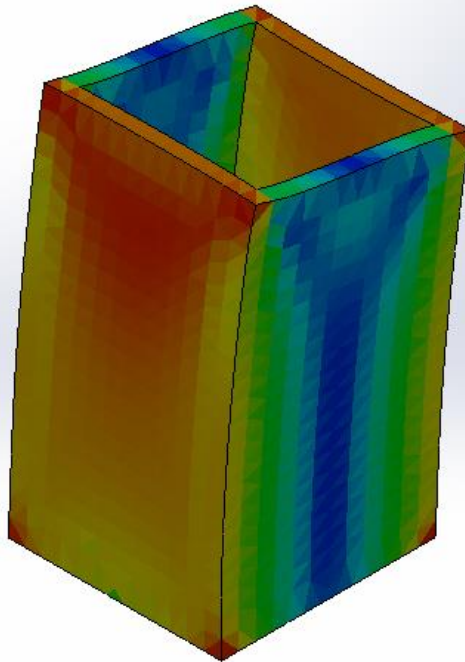
Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
 Study name: Peso da Roda[-Default-]
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 338.17



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Peso da Roda-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	3.72971e-007 Element: 2416	0.000180483 Element: 4687

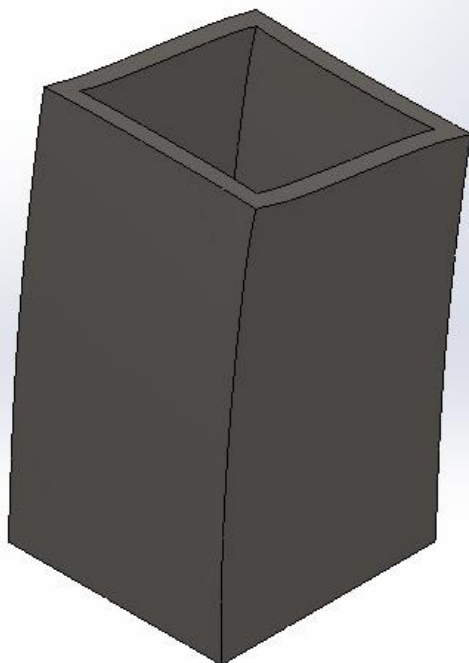
Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
 Study name: Peso da Roda(-Default-)
 Plot type: Static strain Strain1
 Deformation scale: 338.17



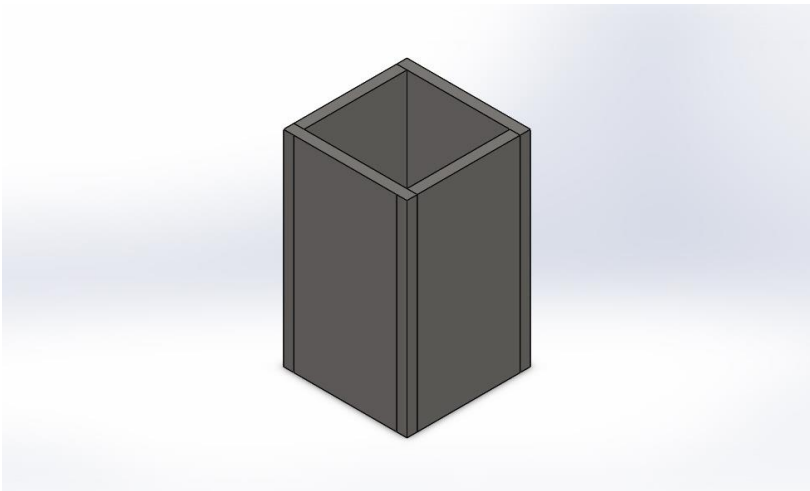
trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Peso da Roda-Strain-Strain1

Name	Type
Displacement1{1}	Deformed Shape

Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Study name: Peso da Roda[-Default-]
Plot type: Deformed Shape Displacement1{1}
Deformation scale: 338.17



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-Peso da Roda-Displacement-Displacement1{1}



Description

Teste à fadiga do elemento com um milhão de ciclos, no caso de travagem.

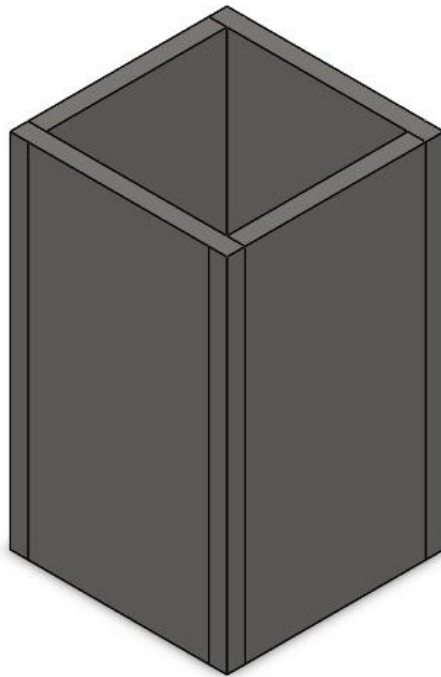
Simulation of trave_200_estudo_sus pensão_tracção_comp ressão_v3

Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: fadiga_travagem
Analysis type: Fatigue(Constant Amplitude)

Table of Contents


- Description..... 1
- Model Information 2
- Study Properties 3
- Material Properties 3
- Loading Options..... 4
- Study Results 5
- Conclusion 6

Model Information



Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Current Configuration: Default

Solid Bodies


Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line4 	Solid Body	Mass:6.952 kg Volume:0.00088 m ³ Density:7900 kg/m ³ Weight:68.1296 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenh os\trave_200_estudo_sus pensão_tracção_compres são_v3.SLDPRT Nov 27 20:48:06 2014



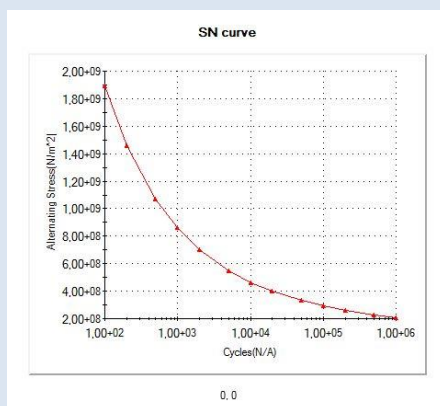
Study Properties

Study name	fadiga_travagem
Analysis type	Fatigue(Constant Amplitude)
Event Interaction	Random
Computing alternating stress using	Stress intensity (P1-P3)
Shell face	Top Face
Mean stress correction	None
Fatigue strength reduction factor	1
Infinite life	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1024 Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress	SolidBody 1(Split Line4)(trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3)

Curve Data:



SN curve

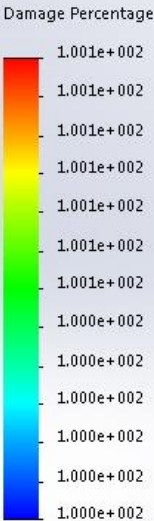
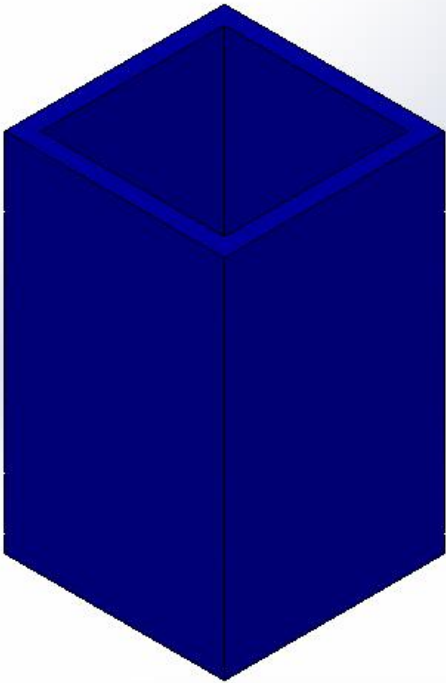
Loading Options

Event Name	No. of cycles	Loading type	Study Association		
Event-1	1000000	Zero Based (LR=0)	Study name	Scale Factor	Step
			Travagem	1	0

Study Results

Name	Type	Min	Max
Results1	Damage plot	100 Node: 1	100 Node: 1

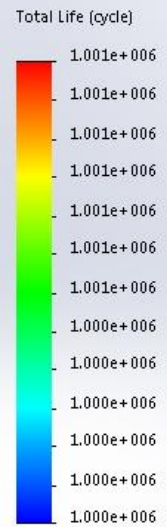
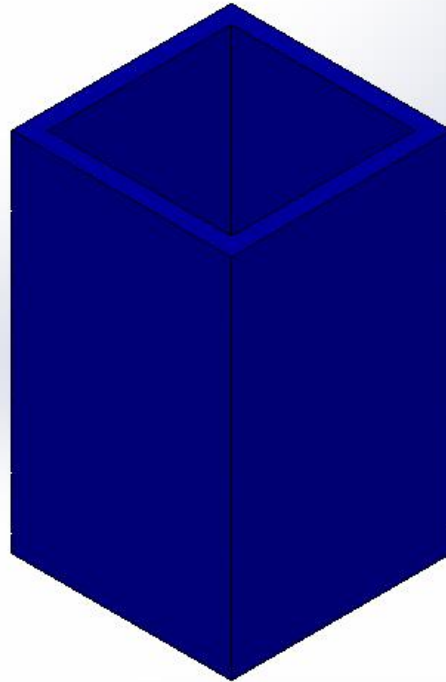
Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Study name: fadiga_travagem(-Default-)
Plot type: Fatigue(Damage) Results1



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-fadiga_travagem-Results-Results1

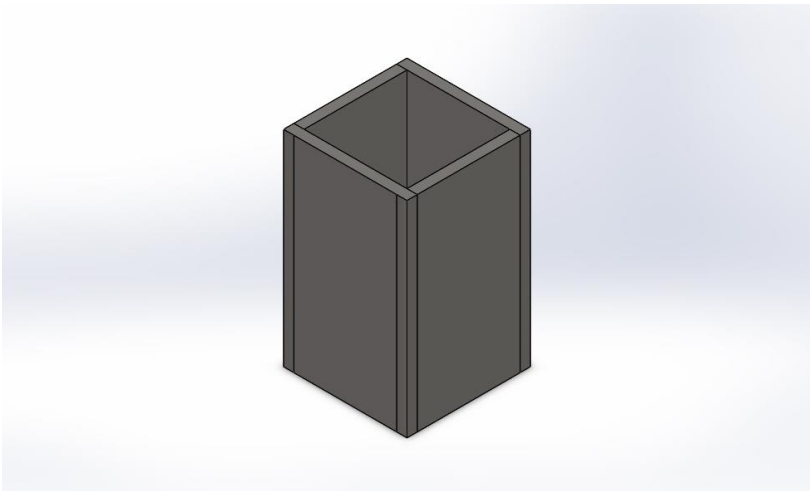
Name	Type	Min	Max
Results2	Life plot	1e+006 cycle Node: 1	1e+006 cycle Node: 1

Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Study name: fadiga_travagem(-Default-)
Plot type: Fatigue(Life) Results2



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-fadiga_travagem-Results-Results2

Conclusion



Simulation of trave_200_estudo_sus pensão_tracção_comp ressão_v3

Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: fadiga_pesodaroda
Analysis type: Fatigue(Constant Amplitude)

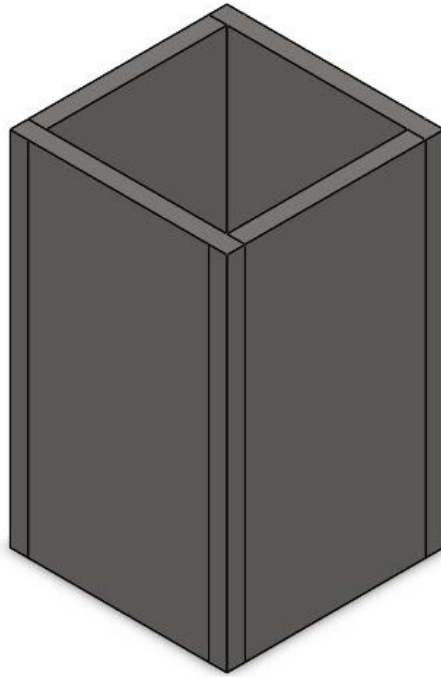
Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loading Options.....	4
Study Results	5

Description


Teste à fadiga do elemento com um milhão de ciclos, no caso de travagem.

Model Information



Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Current Configuration: Default


Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line4 	Solid Body	Mass:6.952 kg Volume:0.00088 m ³ Density:7900 kg/m ³ Weight:68.1296 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenh os\trave_200_estudo_sus pensão_tracção_compres são_v3.SLDPRT Nov 27 20:48:06 2014

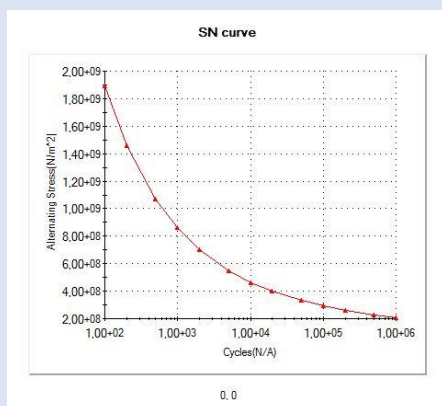
Study Properties

Study name	fadiga_pesodaroda
Analysis type	Fatigue(Constant Amplitude)
Event Interaction	Random
Computing alternating stress using	Stress intensity (P1-P3)
Shell face	Top Face
Mean stress correction	None
Fatigue strength reduction factor	1
Infinite life	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1024 Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress	SolidBody 1(Split Line4)(trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3)

Curve Data:



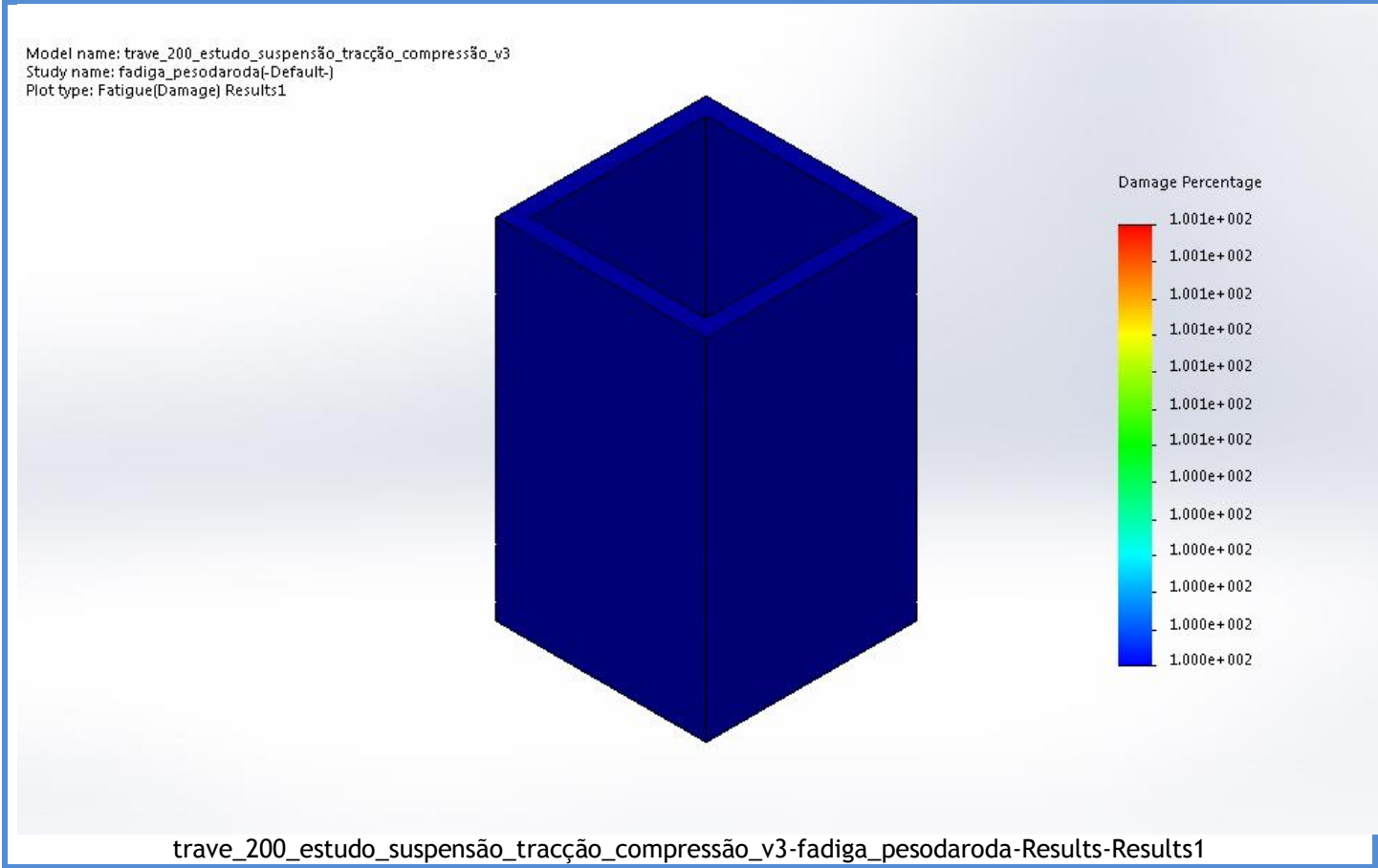
SN curve

Loading Options

Event Name	No. of cycles	Loading type	Study Association		
Event-1	1000000	Zero Based (LR=0)	Study name	Scale Factor	Step
			Peso da Roda	1	0

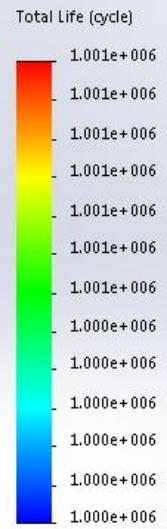
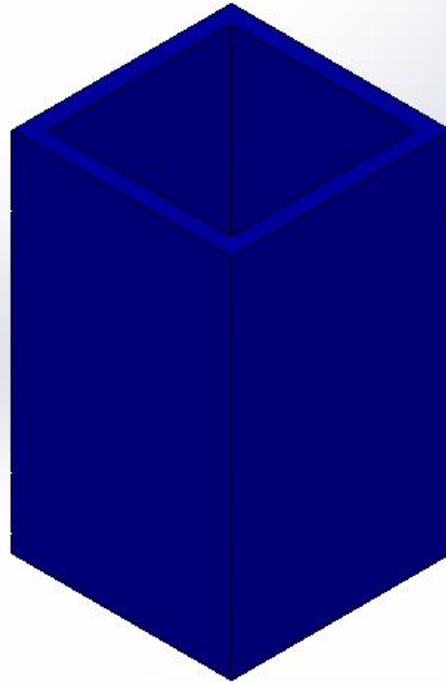
Study Results

Name	Type	Min	Max
Results1	Damage plot	100 Node: 1	100 Node: 1



Name	Type	Min	Max
Results2	Life plot	1e+006 cycle Node: 1	1e+006 cycle Node: 1

Model name: trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3
Study name: fadiga_pesodaroda(-Default-)
Plot type: Fatigue(Life) Results2



trave_200_estudo_suspensão_tracção_compressão_v3-fadiga_pesodaroda-Results-Results2





Description

Simulação ao elemento com uma força de 40kN e uma pressão de 33.3 MPa, simulando o caso de uma travagem.

Simulation of dir_cotovelo_v4

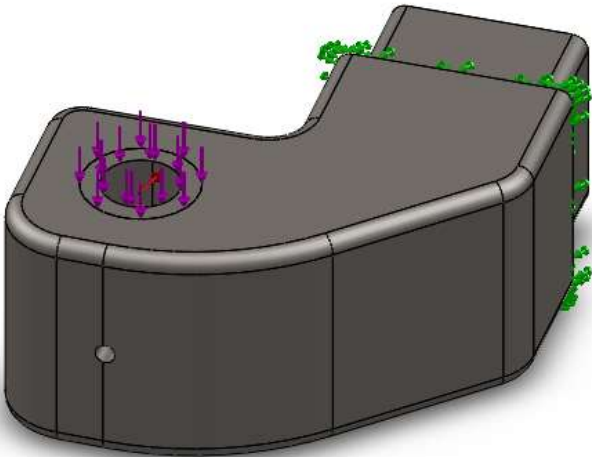
Date: domingo, 28 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Travagem
Analysis type: Static

Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loads and Fixtures.....	4
Mesh Information	5
Study Results	7




Model Information



Model name: dir_cotovelo_v4
Current Configuration: Default

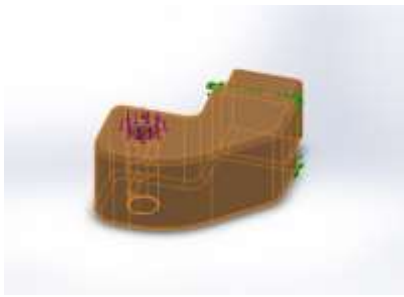
Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
<div>Cut-Extrude2</div> 	Solid Body	Mass:31.9854 kg Volume:0.00407458 m^3 Density:7850 kg/m^3 Weight:313.457 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\dir_cotovelo_v4.SLDPR T Dec 11 15:29:48 2014

Study Properties

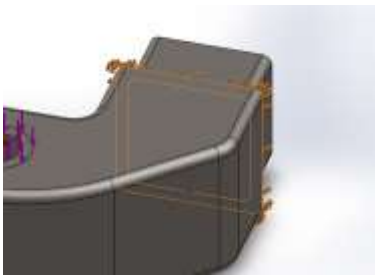
Study name	Travagem
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

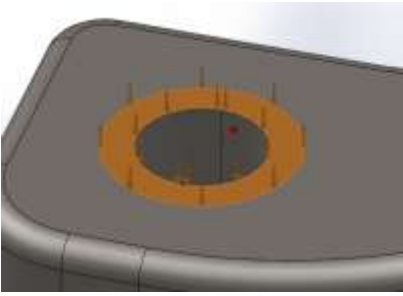
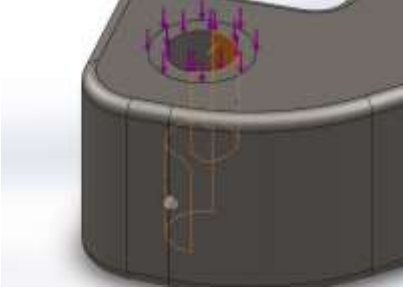
Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<p>Name: AISI 1045 Steel, cold drawn</p> <p>Model type: Linear Elastic Isotropic</p> <p>Default failure criterion: Max von Mises Stress</p> <p>Yield strength: 5.3e+008 N/m²</p> <p>Tensile strength: 6.25e+008 N/m²</p> <p>Elastic modulus: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Poisson's ratio: 0.29</p> <p>Mass density: 7850 kg/m³</p> <p>Shear modulus: 8e+010 N/m²</p> <p>Thermal expansion coefficient: 1.15e-005 /Kelvin</p>	SolidBody 1(Cut-Extrude2)(dir_cotovelo_v4)
Curve Data:N/A		



Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	1722.73	39873.5	-944.694	39921.8
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Force-1		Entities: 1 face(s) Type: Apply normal force Value: 40000 N
Pressure-1		Entities: 2 face(s) Type: Normal to selected face Value: 33.3 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg



Mesh Information

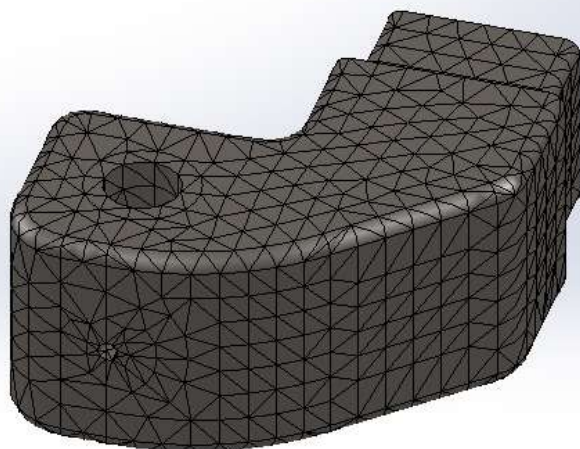
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	15.9772 mm
Tolerance	0.798859 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	14054
Total Elements	9058
Maximum Aspect Ratio	19.225
% of elements with Aspect Ratio < 3	97.6
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.574
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:02
Computer name:	FERNANDOVERGAS

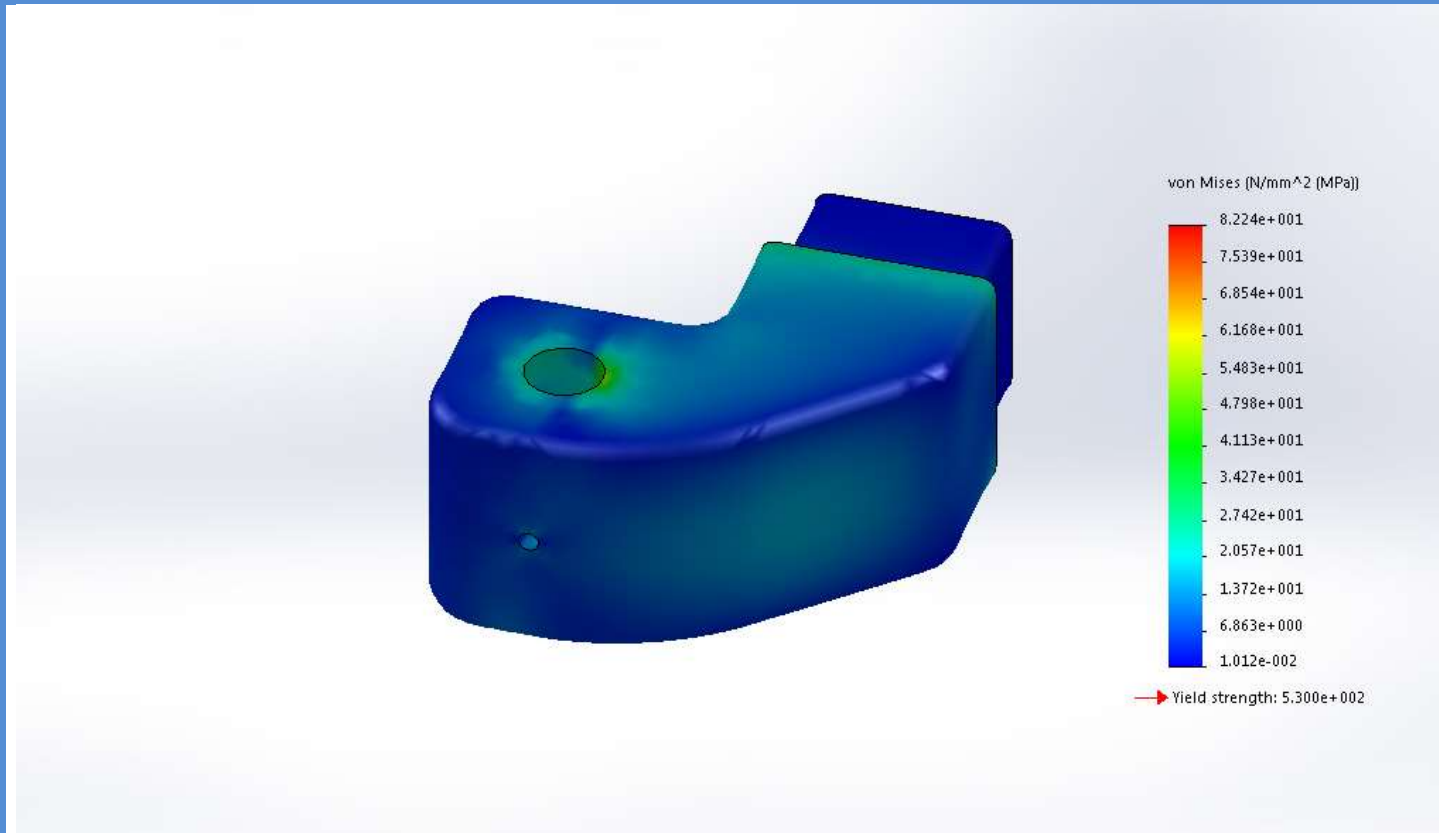


Model name: dir_cotovelo_v4
Study name: Travagem(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



Study Results

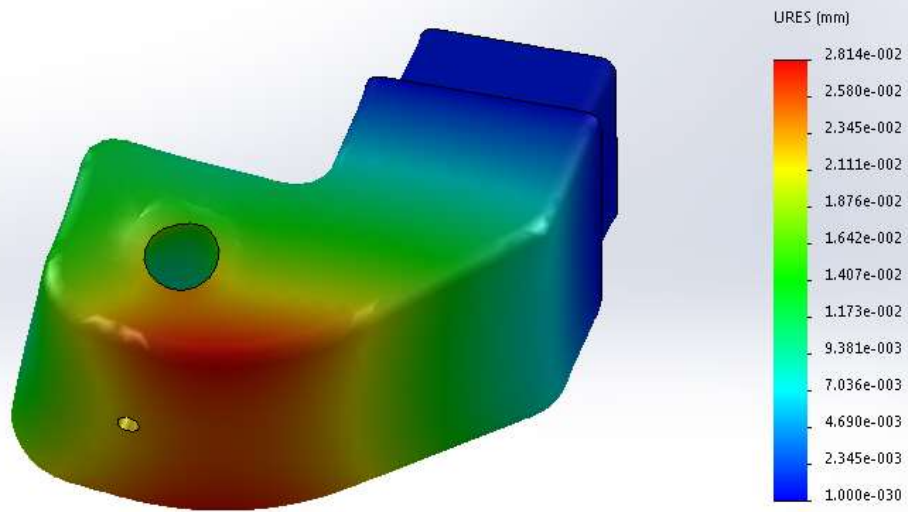
Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.0101223 N/mm^2 (MPa) Node: 8657	82.2423 N/mm^2 (MPa) Node: 88



dir_cotovelo_v4-Travagem-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 174	0.0281423 mm Node: 12564

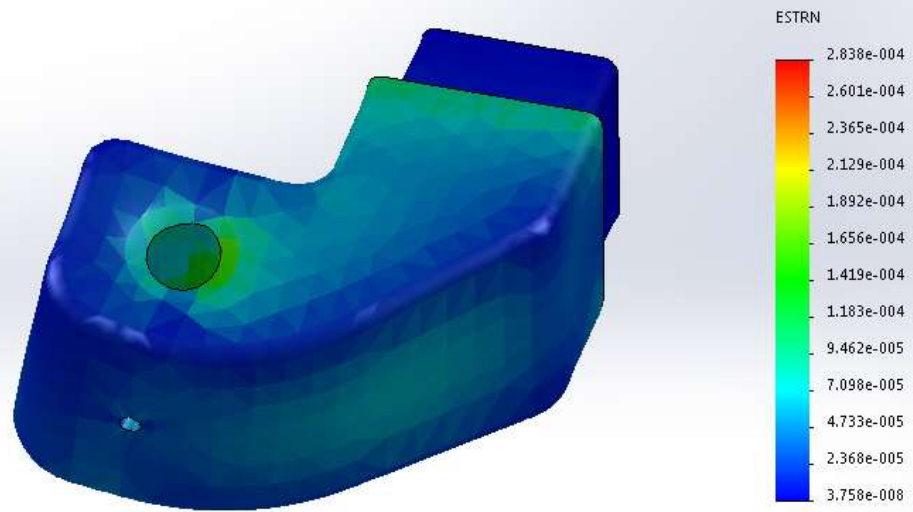
Model name: dir_cotovelo_v4
 Study name: Travagem[-Default-]
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 1254.37



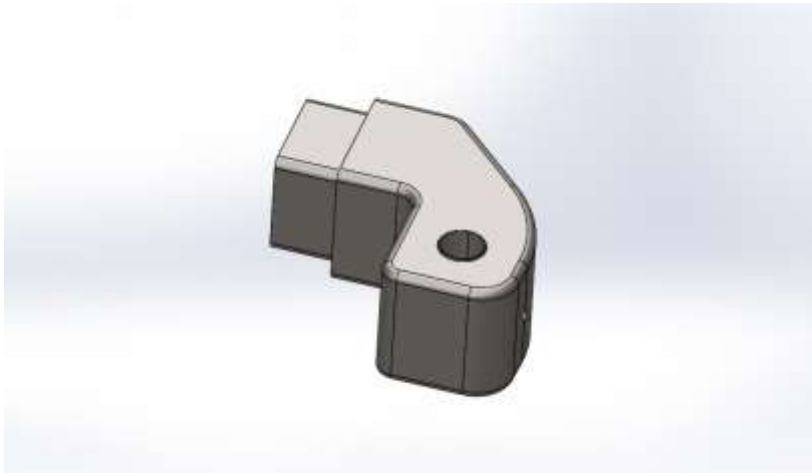
dir_cotovelo_v4-Travagem-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	3.75794e-008 Element: 4781	0.000283791 Element: 1882

Model name: dir_cotovelo_v4
Study name: Travagem[-Default-]
Plot type: Static strain Strain1
Deformation scale: 1254.37



dir_cotovelo_v4-Travagem-Strain-Strain1



Description

Simulação ao elemento com uma força de 40kN e uma pressão de 59.72 MPa, no caso de quase impacto.

Simulation of esq_cotovelo_v4

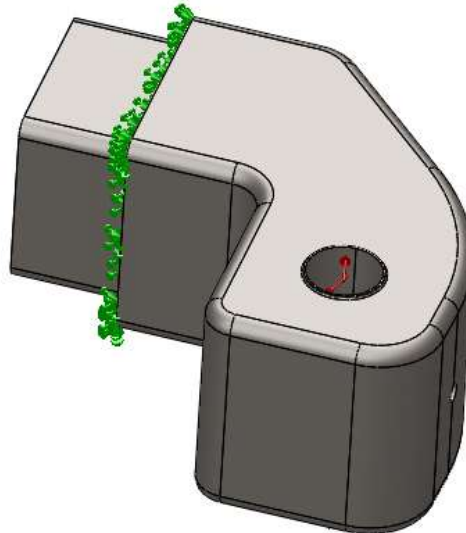
Date: domingo, 28 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Quase impacto
Analysis type: Static

Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loads and Fixtures.....	4
Mesh Information	5
Study Results	7




Model Information



Model name: esq_cotovelo_v4
Current Configuration: Default

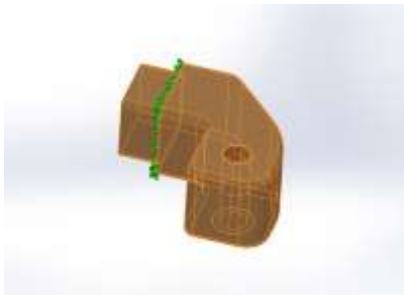
Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Cut-Extrude2 	Solid Body	Mass:31.9854 kg Volume:0.00407458 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:313.457 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenh os\esq_cotovelo_v4.SLDP RT Dec 11 15:40:18 2014

Study Properties


Study name	Quase impacto
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)



Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<p>Name: AISI 1045 Steel, cold drawn</p> <p>Model type: Linear Elastic Isotropic</p> <p>Default failure criterion: Max von Mises Stress</p> <p>Yield strength: 5.3e+008 N/m²</p> <p>Tensile strength: 6.25e+008 N/m²</p> <p>Elastic modulus: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Poisson's ratio: 0.29</p> <p>Mass density: 7850 kg/m³</p> <p>Shear modulus: 8e+010 N/m²</p> <p>Thermal expansion coefficient: 1.15e-005 /Kelvin</p>	SolidBody 1(Cut-Extrude2)(esq_cotovelo_v4)
Curve Data:N/A		



Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	1654.14	-41305.3	3151.49	41458.4
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Force-1		Entities: 1 face(s) Type: Apply normal force Value: 40000 N
Pressure-1		Entities: 2 face(s) Type: Normal to selected face Value: 59.72 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg



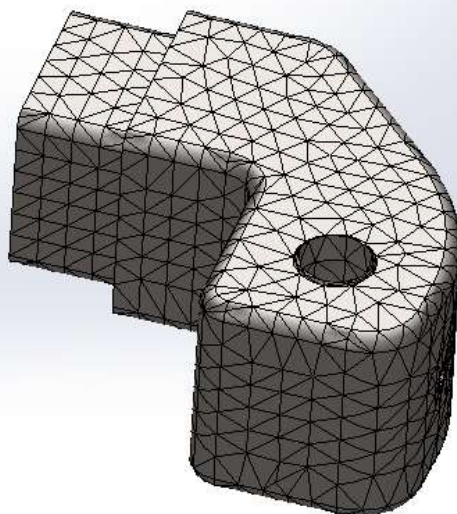
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	15.975 mm
Tolerance	0.798749 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

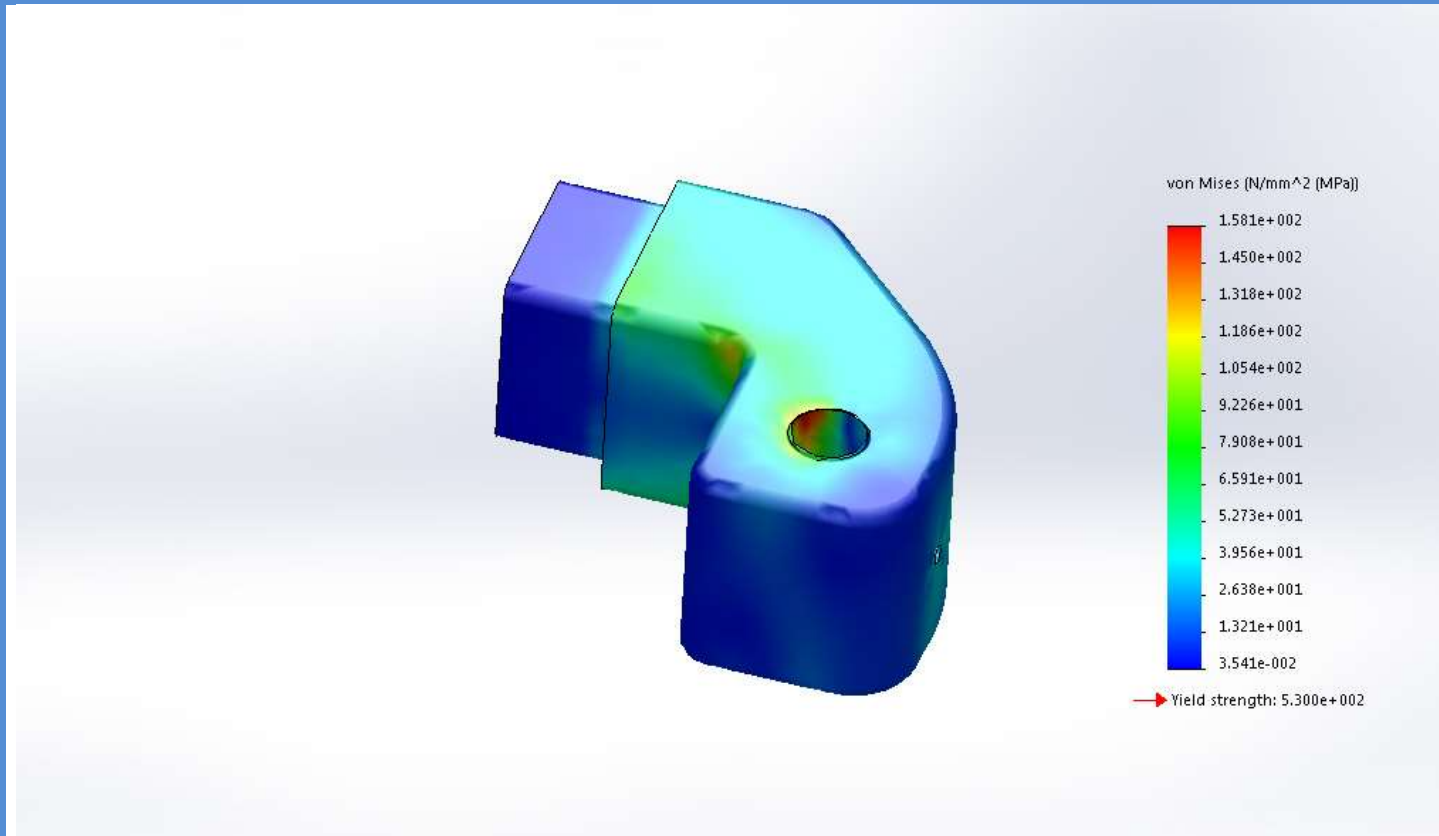
Total Nodes	14127
Total Elements	9113
Maximum Aspect Ratio	65.648
% of elements with Aspect Ratio < 3	96.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.966
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:02
Computer name:	FERNANDOVERGAS

Model name: esq_cotovelo_v4
Study name: Quase impacto(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



Study Results

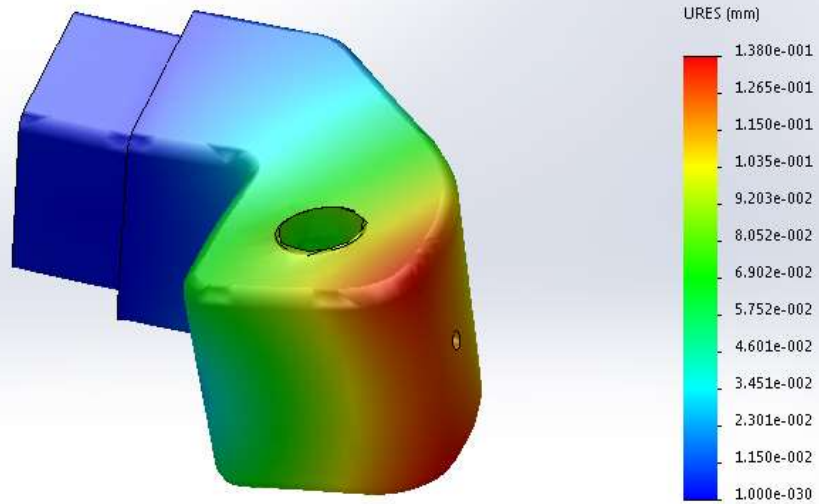
Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.0354124 N/mm^2 (MPa) Node: 901	158.129 N/mm^2 (MPa) Node: 130



esq_cotovelo_v4-Quase impacto-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 165	0.138038 mm Node: 9845

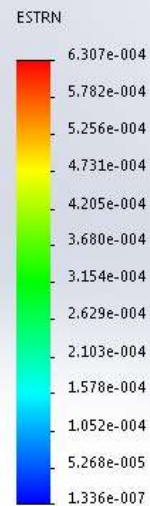
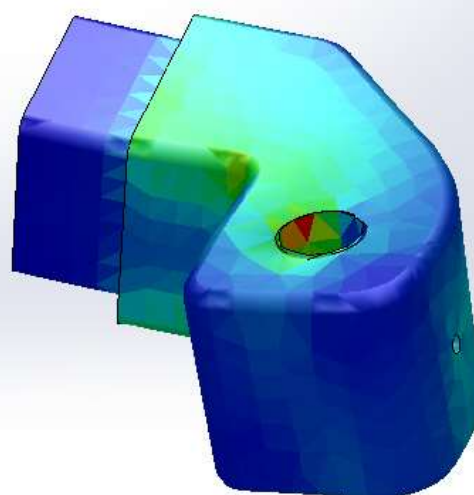
Model name: esq_cotovelo_v4
 Study name: Quase impacto(-Default-)
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 251.004



esq_cotovelo_v4-Quase impacto-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	1.33596e-007 Element: 2573	0.000630731 Element: 2889

Model name: esq_cotovelo_v4
Study name: Quase impacto(-Default-)
Plot type: Static strain Strain1
Deformation scale: 251.004



esq_cotovelo_v4-Quase impacto-Strain-Strain1



Description

Teste à fadiga do elemento com um milhão de ciclos, no caso de travagem.

Simulation of dir_cotovelo_v4

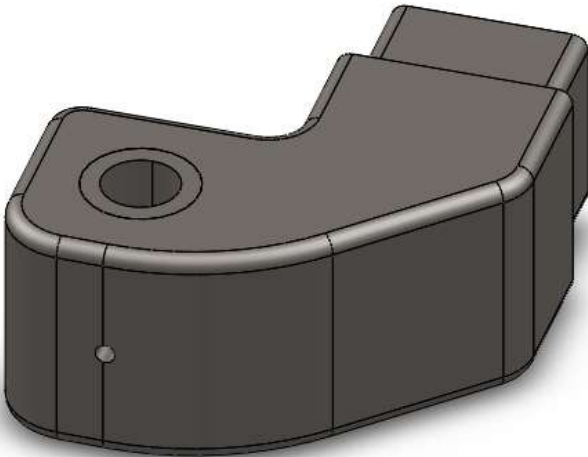
Date: domingo, 28 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Fadiga_travagem
Analysis type: Fatigue(Constant Amplitude)

Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loading Options.....	4
Study Results	5




Model Information



Model name: dir_cotovelo_v4
Current Configuration: Default


Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line1 	Solid Body	Mass:31.9854 kg Volume:0.00407458 m^3 Density:7850 kg/m^3 Weight:313.457 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\dir_cotovelo_v4.SLDPR T Dec 11 15:29:48 2014

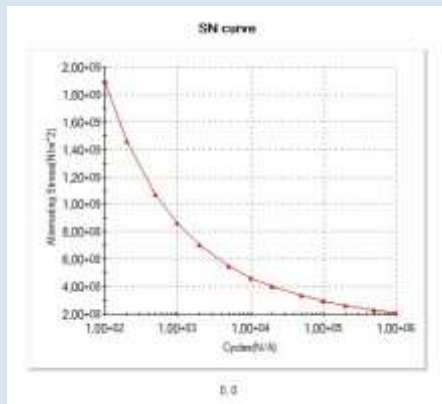
Study Properties

Study name	Fadiga_travagem
Analysis type	Fatigue(Constant Amplitude)
Event Interaction	Random
Computing alternating stress using	Stress intensity (P1-P3)
Shell face	Top Face
Mean stress correction	None
Fatigue strength reduction factor	1
Infinite life	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1045 Steel, cold drawn Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress	SolidBody 1(Split Line1)(dir_cotovelo_v4)

Curve Data:



SN curve

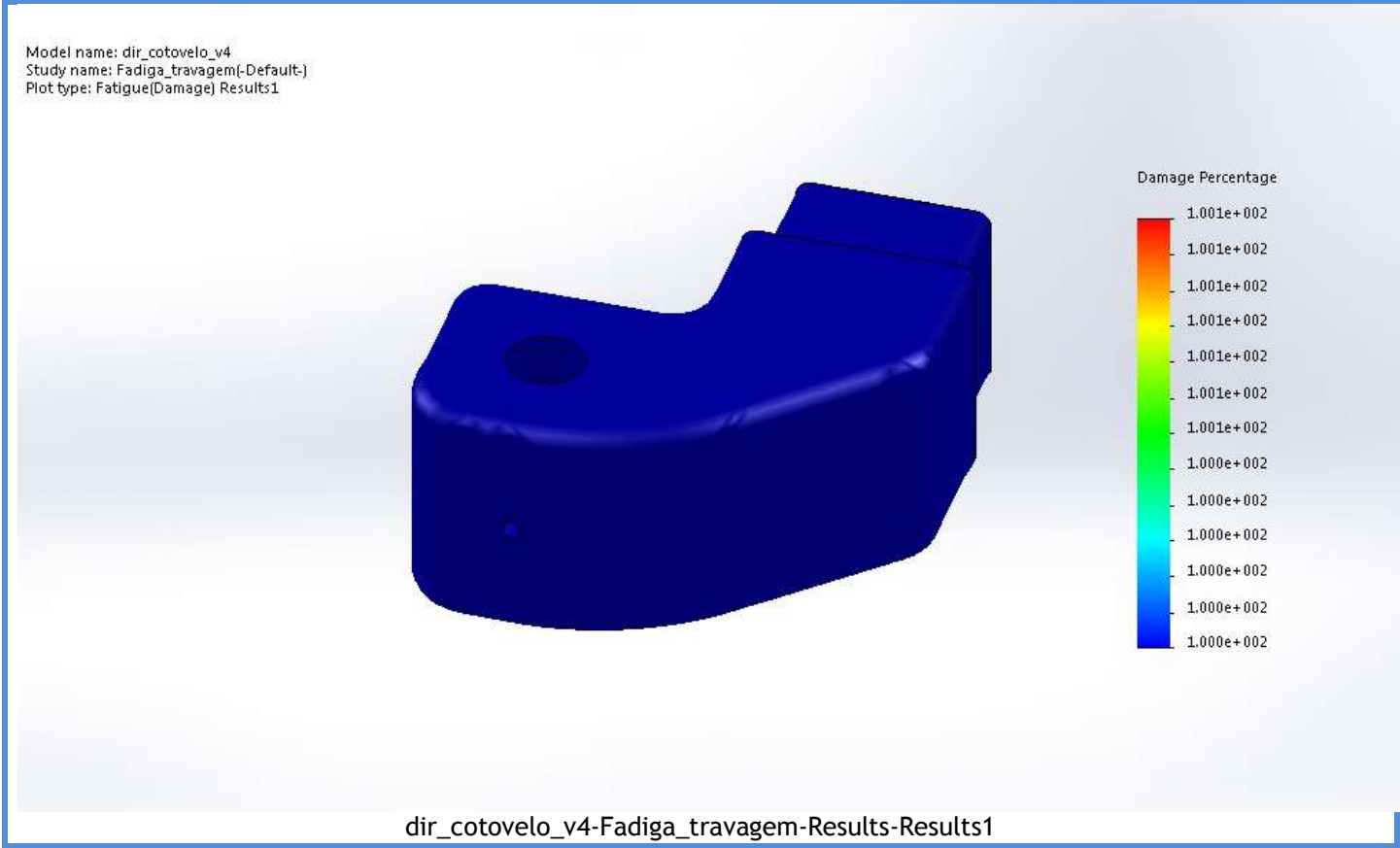


Loading Options

Event Name	No. of cycles	Loading type	Study Association		
Event-1	1000000	Zero Based (LR=0)	Study name	Scale Factor	Step
			Travagem	1	0

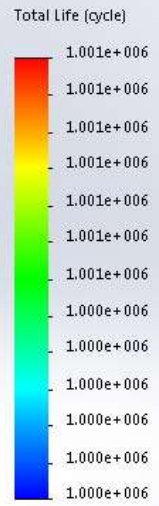
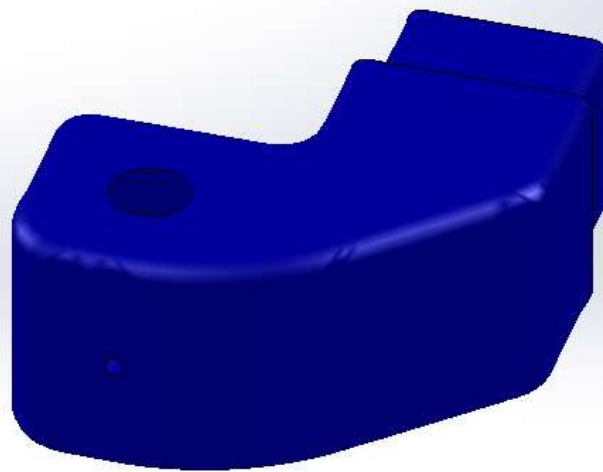
Study Results

Name	Type	Min	Max
Results1	Damage plot	100 Node: 1	100 Node: 1

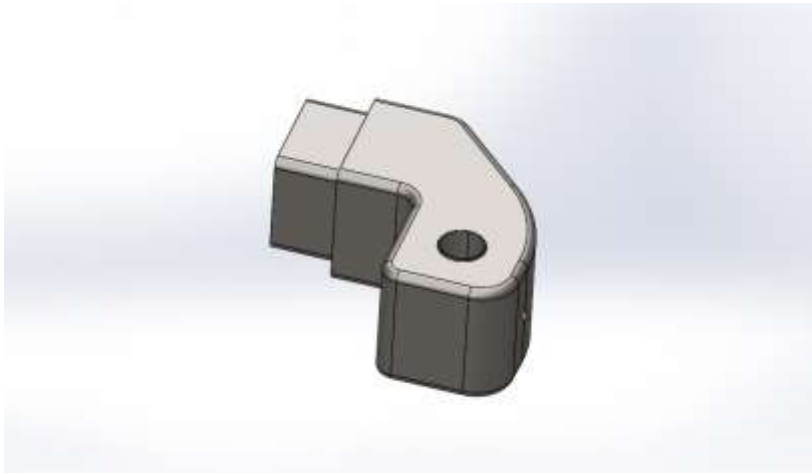


Name	Type	Min	Max
Results2	Life plot	1e+006 cycle Node: 1	1e+006 cycle Node: 1

Model name: dir_cotovelo_v4
Study name: Fadiga_travagem(-Default-)
Plot type: Fatigue(Life) Results2



dir_cotovelo_v4-Fadiga_travagem-Results-Results2



Description

Teste à fadiga do elemento com um milhão de ciclos, no caso de quase impacto.

Simulation of esq_cotovelo_v4

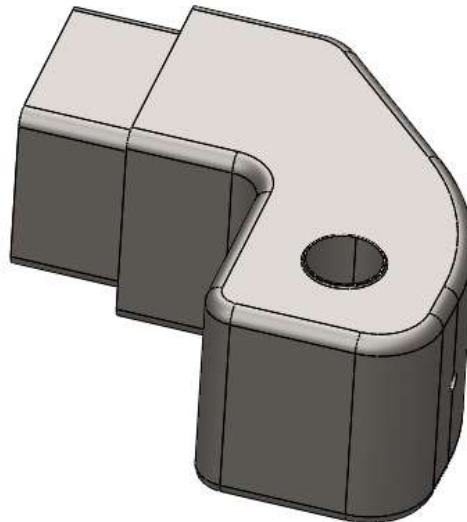
Date: domingo, 28 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Fadiga_quase impacto
Analysis type: Fatigue(Constant Amplitude)

Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loading Options.....	4
Study Results	5




Model Information



Model name: esq_cotovelo_v4
Current Configuration: Default

Solid Bodies


Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line2 	Solid Body	Mass:31.9854 kg Volume:0.00407458 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:313.457 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenh os\esq_cotovelo_v4.SLDP RT Dec 11 15:40:18 2014



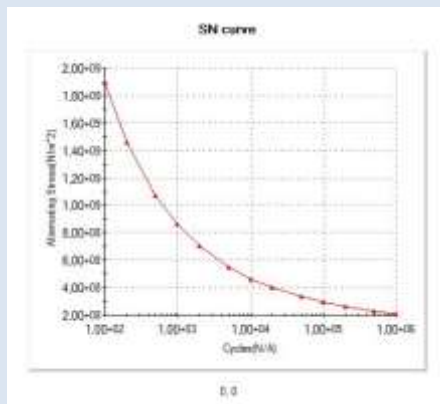
Study Properties

Study name	Fadiga_quase impacto
Analysis type	Fatigue(Constant Amplitude)
Event Interaction	Random
Computing alternating stress using	Stress intensity (P1-P3)
Shell face	Top Face
Mean stress correction	None
Fatigue strength reduction factor	1
Infinite life	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1045 Steel, cold drawn Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress	SolidBody 1(Split Line2)(esq_cotovelo_v4)

Curve Data:



SN curve

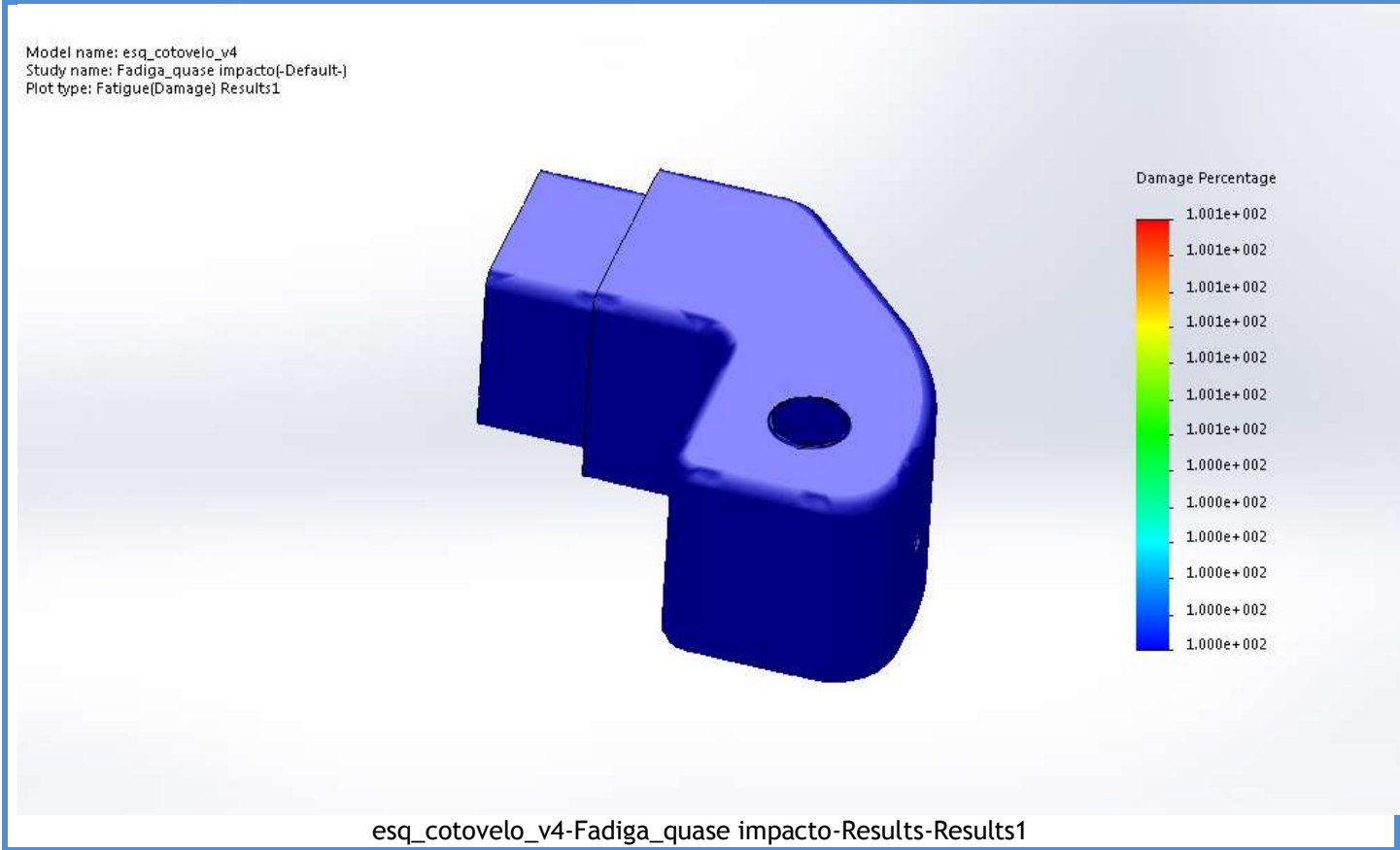


Loading Options

Event Name	No. of cycles	Loading type	Study Association		
Event-1	1000000	Zero Based (LR=0)	Study name	Scale Factor	Step
			Quase impacto	1	0

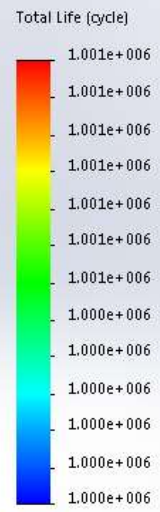
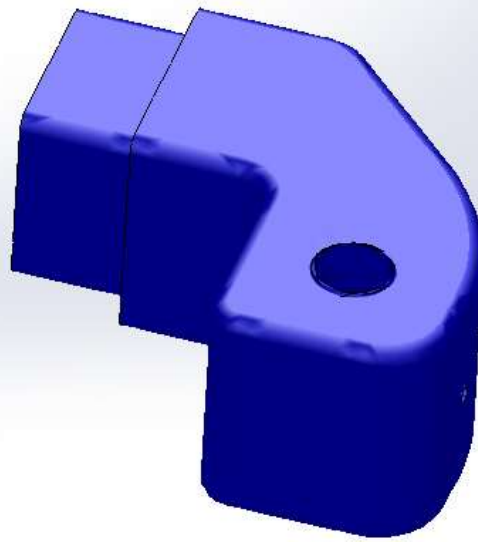
Study Results

Name	Type	Min	Max
Results1	Damage plot	100 Node: 1	100 Node: 1



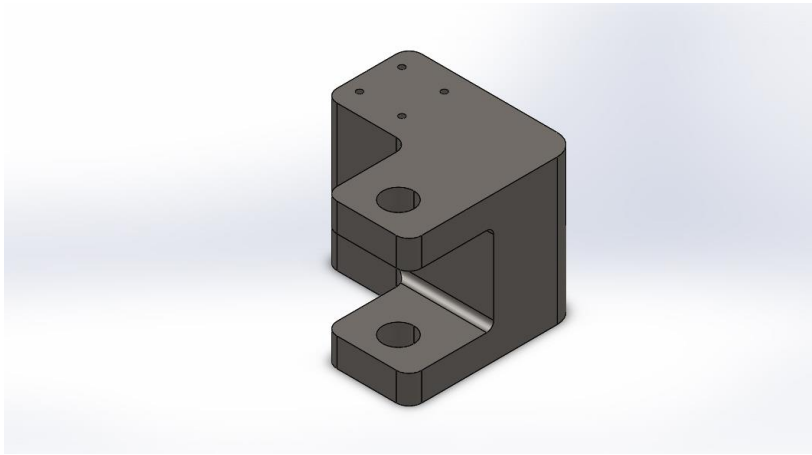
Name	Type	Min	Max
Results2	Life plot	1e+006 cycle Node: 1	1e+006 cycle Node: 1

Model name: esq_cotovelo_v4
Study name: Fadiga_quase impacto(-Default-)
Plot type: Fatigue(Life) Results2



esq_cotovelo_v4-Fadiga_quase impacto-Results-Results2





Description

Simulação ao elemento com uma força de 40kN e uma pressão de 16.53 MPa, no caso de uma travagem.

Simulation of dir_braço_travagem_v 4

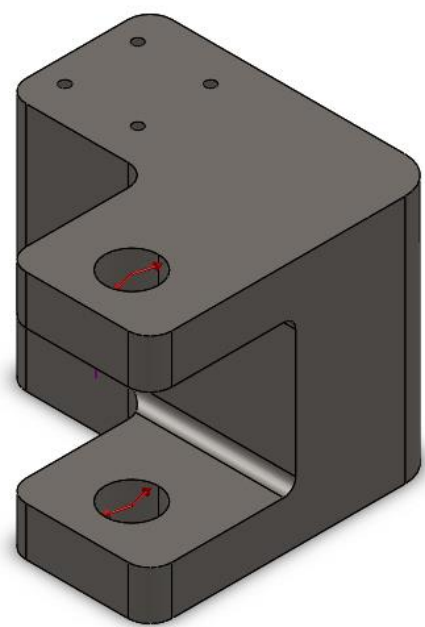
Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Travagem
Analysis type: Static

Table of Contents

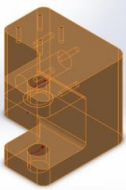
Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loads and Fixtures.....	4
Mesh Information	5
Study Results	6



Model Information



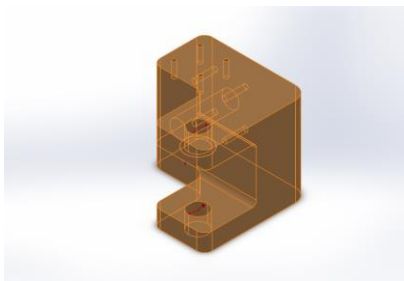
Model name: dir_braço_travagem_v4
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line1 	Solid Body	Mass:52.5252 kg Volume:0.00669111 m^3 Density:7850 kg/m^3 Weight:514.747 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\dir_braço_travagem_v4.SLDPRT Dec 10 15:44:42 2014

Study Properties

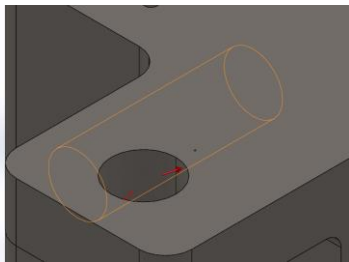
Study name	Travagem
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

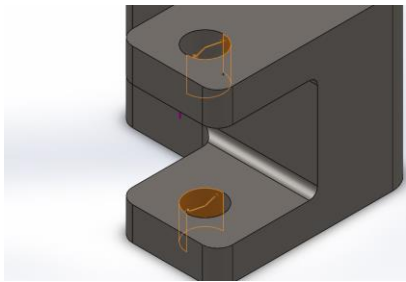
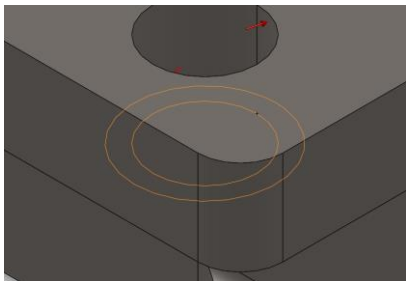
Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<p>Name: AISI 1045 Steel, cold drawn</p> <p>Model type: Linear Elastic Isotropic</p> <p>Default failure criterion: Max von Mises Stress</p> <p>Yield strength: 5.3e+008 N/m²</p> <p>Tensile strength: 6.25e+008 N/m²</p> <p>Elastic modulus: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Poisson's ratio: 0.29</p> <p>Mass density: 7850 kg/m³</p> <p>Shear modulus: 8e+010 N/m²</p> <p>Thermal expansion coefficient: 1.15e-005 /Kelvin</p>	SolidBody 2(Split Line1)(dir_braço_travagem_v4)
Curve Data:N/A		



Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-2.76318	-39021.3	-2.1661	39021.3
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		Entities: 2 face(s) Type: Normal to selected face Value: 16.53 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg
Force-1		Entities: 1 face(s) Type: Apply normal force Value: 40000 N



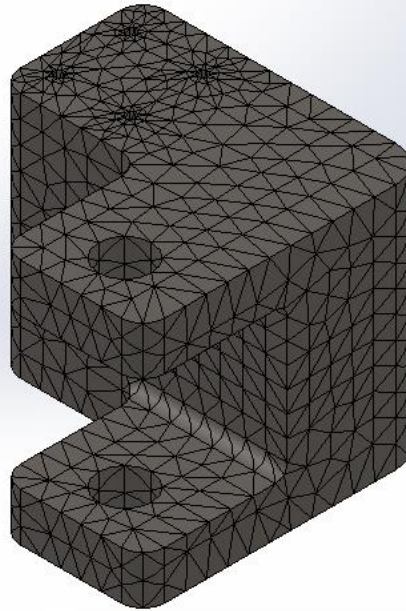
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Curvature based mesh
Jacobian points	4 Points
Maximum element size	0 mm
Minimum element size	0 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	24897
Total Elements	16754
Maximum Aspect Ratio	9.1751
% of elements with Aspect Ratio < 3	97.1
% of elements with Aspect Ratio > 10	0
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:03
Computer name:	FERNANDOVERGAS

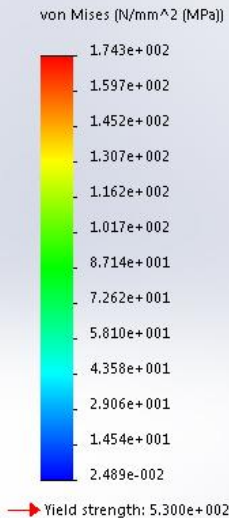
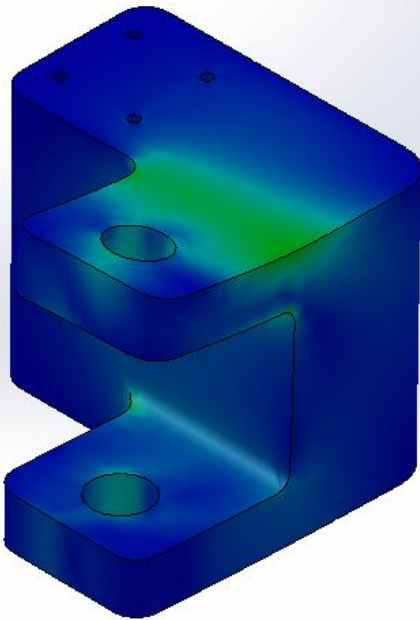
Model name: dir_braço_travagem_v4
Study name: Travagem(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.0248887 N/mm^2 (MPa) Node: 21498	174.26 N/mm^2 (MPa) Node: 22352

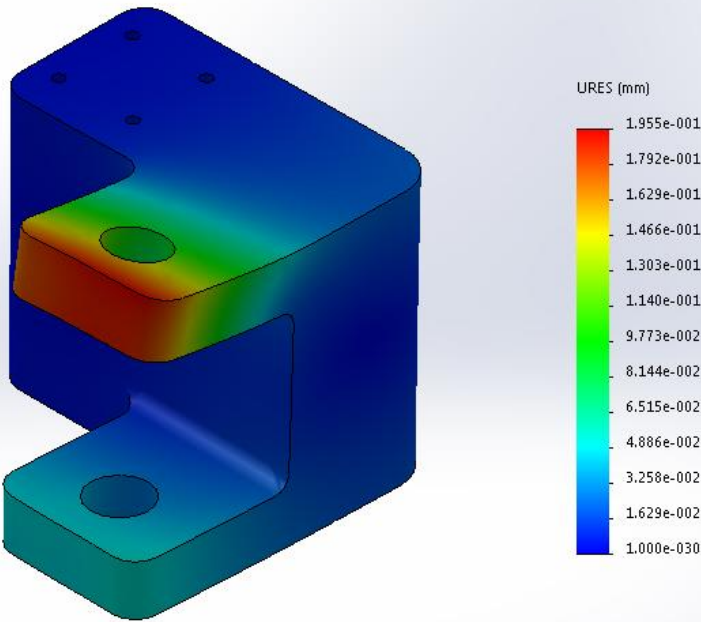
Model name: dir_braço_travagem_v4
Study name: Travagem[-Default-]
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 130.302



dir_braço_travagem_v4-Travagem-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 214	0.195451 mm Node: 417

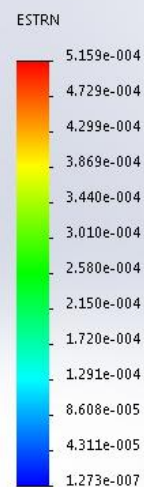
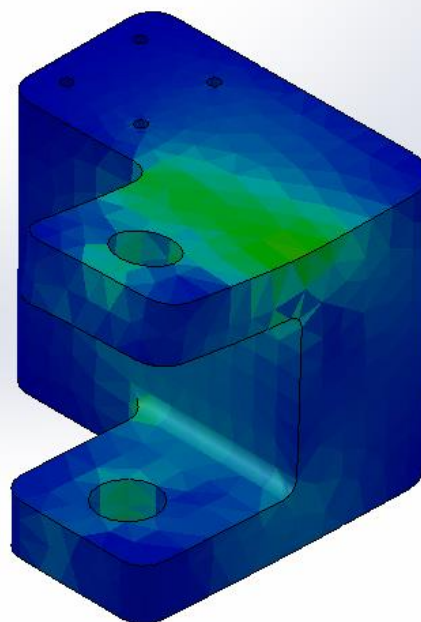
Model name: dir_braço_travagem_v4
Study name: Travagem(-Default-)
Plot type: Static displacement Displacement1
Deformation scale: 130.302



dir_braço_travagem_v4-Travagem-Displacement-Displacement1

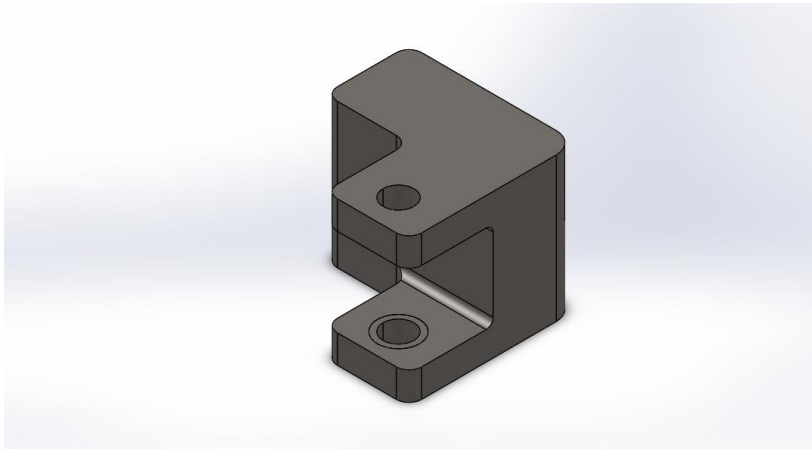
Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	1.27255e-007 Element: 2300	0.000515863 Element: 4321

Model name: dir_braço_travagem_v4
Study name: Travagem(-Default-)
Plot type: Static strain Strain1
Deformation scale: 130.302



dir_braço_travagem_v4-Travagem-Strain-Strain1





Description

Simulação ao elemento com uma força de 40kN e uma pressão de 29.6 MPa, no caso de quase impacto.

Simulation of esq_braço_v4

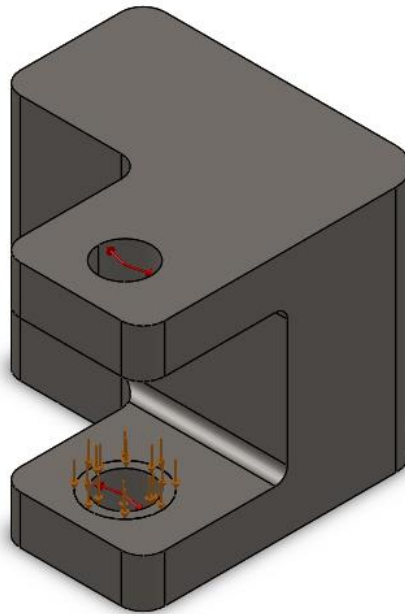
Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Quase_impacto
Analysis type: Static

Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loads and Fixtures.....	4
Mesh Information	5
Study Results	6

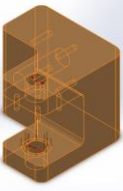


Model Information



Model name: esq_braço_v4
Current Configuration: Default

Solid Bodies

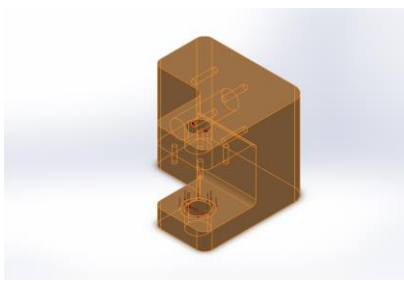
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line2 	Solid Body	Mass:52.522 kg Volume:0.0066907 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:514.716 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenh os\esq_braço_v4.SLDPRT Dec 10 15:45:24 2014



Study Properties

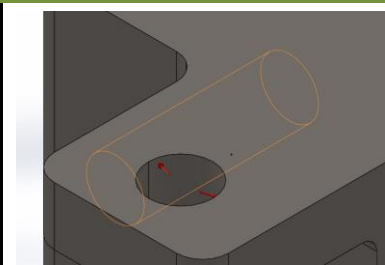
Study name	Quase_impacto
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

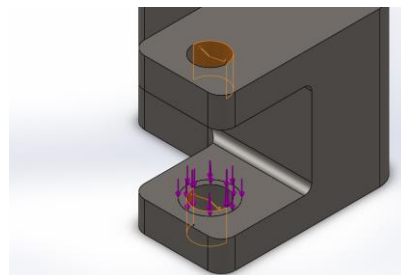
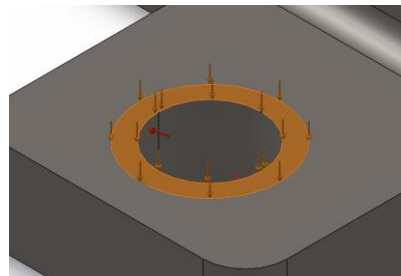
Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<p>Name: AISI 1045 Steel, cold drawn</p> <p>Model type: Linear Elastic Isotropic</p> <p>Default failure criterion: Max von Mises Stress</p> <p>Yield strength: 5.3e+008 N/m²</p> <p>Tensile strength: 6.25e+008 N/m²</p> <p>Elastic modulus: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Poisson's ratio: 0.29</p> <p>Mass density: 7850 kg/m³</p> <p>Shear modulus: 8e+010 N/m²</p> <p>Thermal expansion coefficient: 1.15e-005 /Kelvin</p>	SolidBody 1(Split Line2)(esq_braço_v4)
Curve Data:N/A		



Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-0.493317	-0.757904	-52152.6	52152.6
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		Entities: 2 face(s) Type: Normal to selected face Value: 29.6 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg
Force-1		Entities: 1 face(s) Type: Apply normal force Value: 40000 N



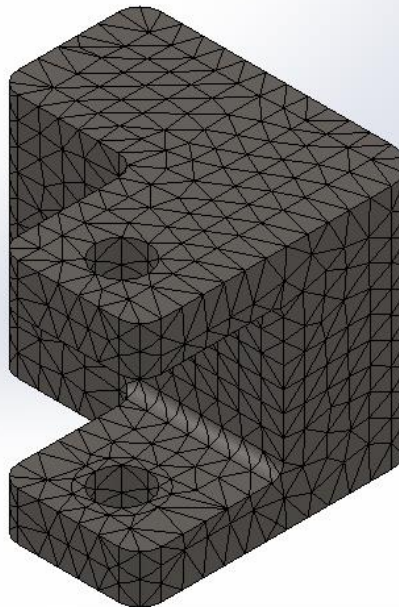
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Curvature based mesh
Jacobian points	4 Points
Maximum element size	0 mm
Minimum element size	0 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

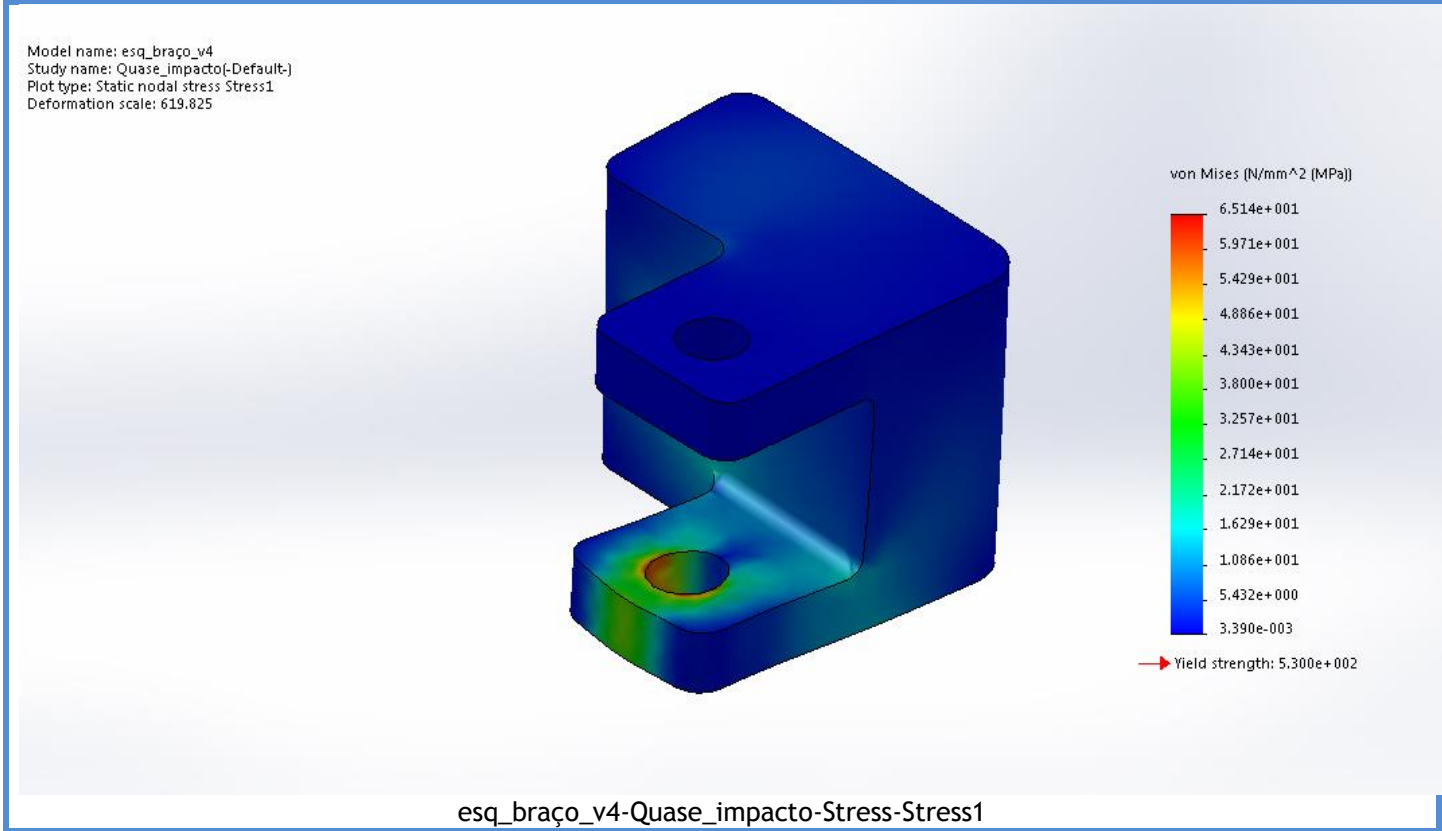
Total Nodes	25200
Total Elements	16982
Maximum Aspect Ratio	8.982
% of elements with Aspect Ratio < 3	97.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:02
Computer name:	FERNANDOVERGAS

Model name: esq_braço_v4
Study name: Quase_impacto(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



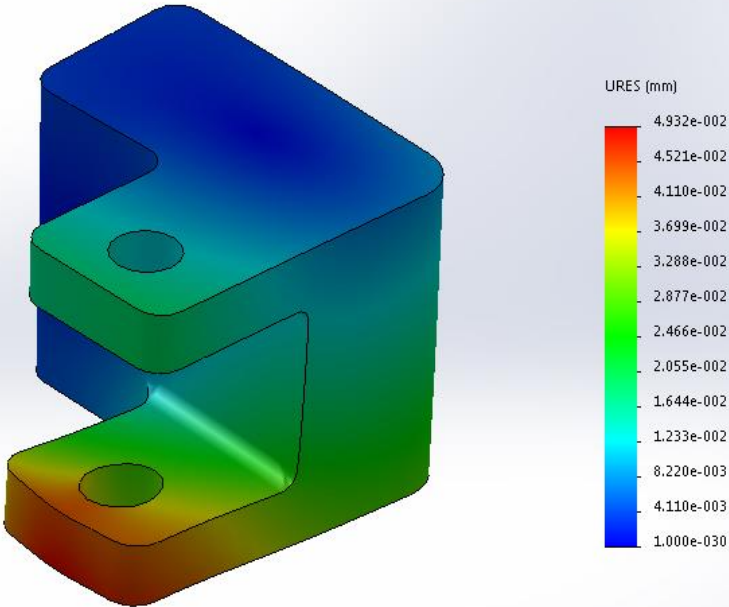
Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.00339017 N/mm^2 (MPa) Node: 21860	65.1415 N/mm^2 (MPa) Node: 390



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 214	0.0493182 mm Node: 22211

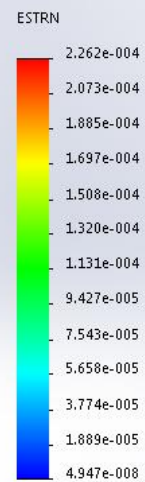
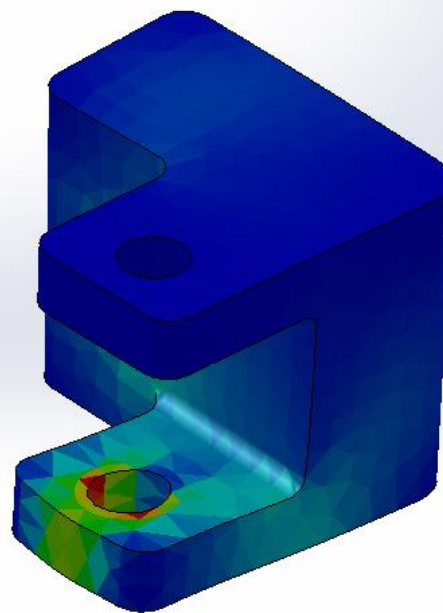
Model name: esq_braço_v4
Study name: Quase_impacto(-Default-)
Plot type: Static displacement Displacement1
Deformation scale: 619.825



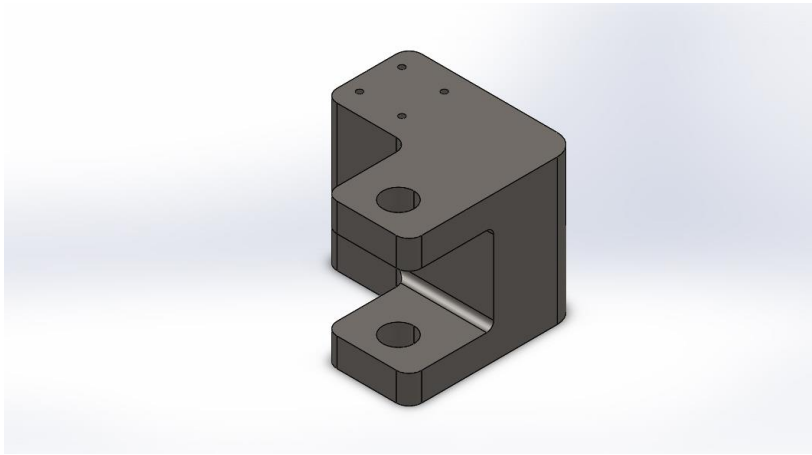
esq_braço_v4-Quase_impacto-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.94651e-008 Element: 8457	0.000226185 Element: 4205

Model name: esq_braço_v4
Study name: Quase_impacto(-Default-)
Plot type: Static strain Strain1
Deformation scale: 619.825



esq_braço_v4-Quase_impacto-Strain-Strain1



Description

Teste à fadiga do elemento com um milhão de ciclos, no caso de travagem.

Simulation of dir_braço_travagem_v 4

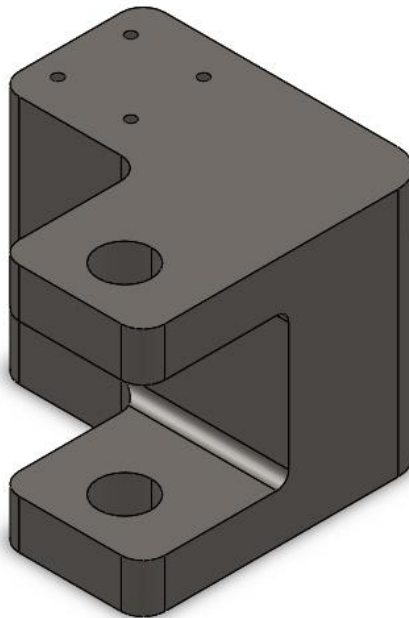
Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Fadiga_travagem
Analysis type: Fatigue(Constant Amplitude)

Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loading Options.....	4
Study Results	5
Conclusion	6

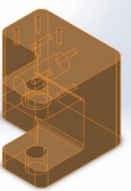


Model Information



Model name: dir_braço_travagem_v4
Current Configuration: Default

Solid Bodies

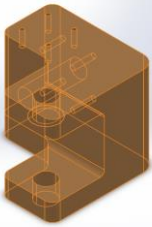
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line2 	Solid Body	Mass:52.5252 kg Volume:0.00669111 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:514.747 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\dir_braço_travagem_v4.SLDPRT Dec 10 15:44:42 2014



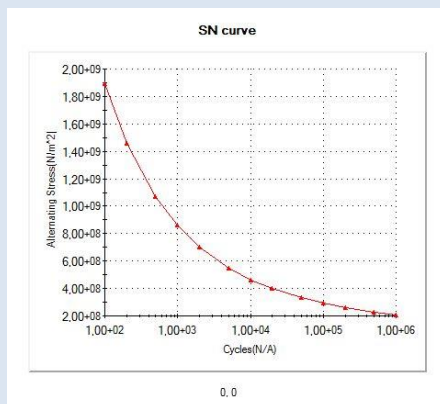
Study Properties

Study name	Fadiga_travagem
Analysis type	Fatigue(Constant Amplitude)
Event Interaction	Random
Computing alternating stress using	Stress intensity (P1-P3)
Shell face	Top Face
Mean stress correction	None
Fatigue strength reduction factor	1
Infinite life	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1045 Steel, cold drawn Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress	SolidBody 1(Split Line2)(dir_braço_travagem_v 3)

Curve Data:



SN curve



Loading Options

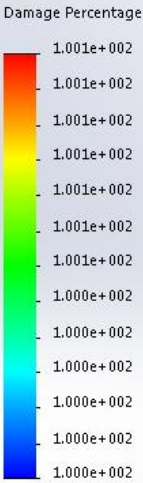
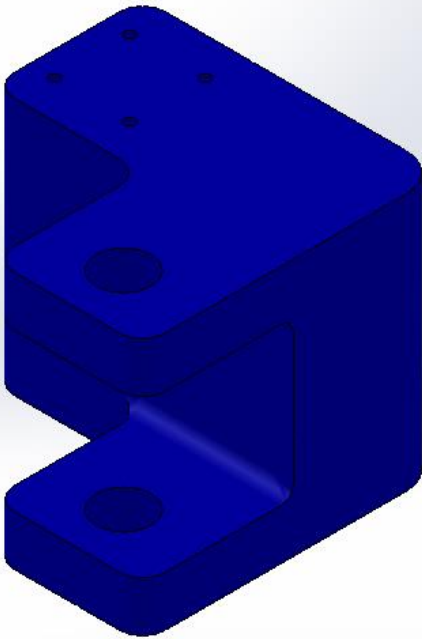
Event Name	No. of cycles	Loading type	Study Association		
Event-2	1000000	Zero Based (LR=0)	Study name	Scale Factor	Step
			Travagem	1	0



Study Results

Name	Type	Min	Max
Results1	Damage plot	100 Node: 1	100 Node: 1

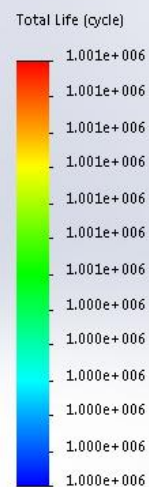
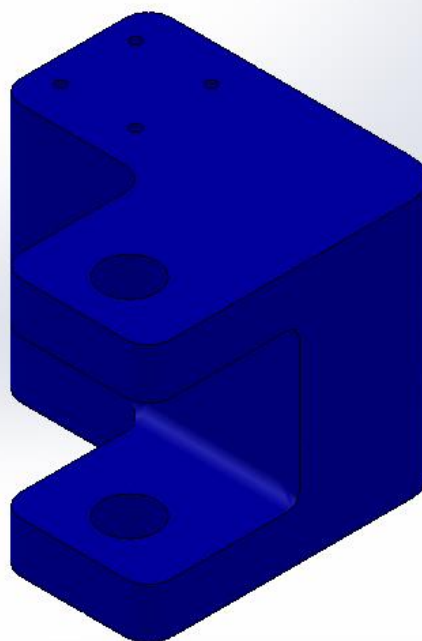
Model name: dir_braço_travagem_v4
Study name: Fadiga_travagem(-Default-)
Plot type: Fatigue(Damage) Results1



dir_braço_travagem_v4-Fadiga_travagem-Results-Results1

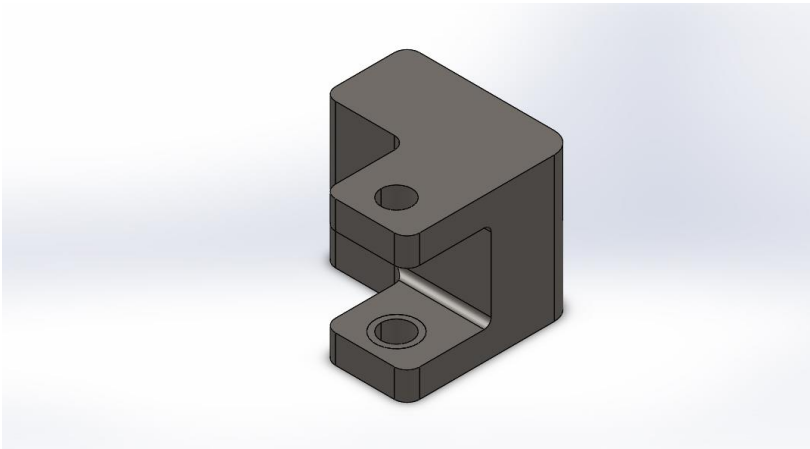
Name	Type	Min	Max
Results2	Life plot	1e+006 cycle Node: 1	1e+006 cycle Node: 1

Model name: dir_braço_travagem_v4
Study name: Fadiga_travagem(-Default-)
Plot type: Fatigue(Life) Results2



dir_braço_travagem_v4-Fadiga_travagem-Results-Results2

Conclusion



Simulation of esq_braço_v4

Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Fadiga_Quase_impacto
Analysis type: Fatigue(Constant Amplitude)

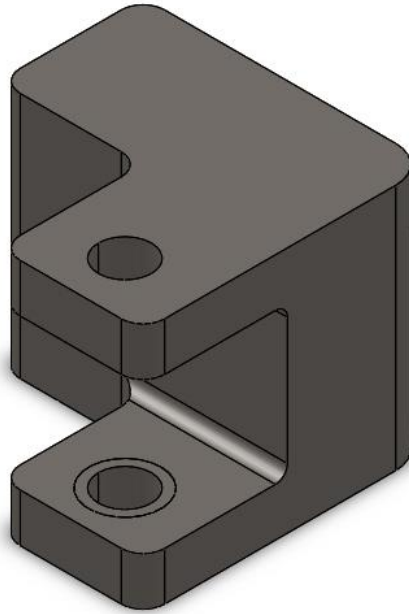
Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loading Options.....	4
Study Results	5

Description


Teste à fadiga do elemento com um milhão de ciclos, no caso de quase impacto.

Model Information



Model name: esq_braço_v4
Current Configuration: Default

Solid Bodies

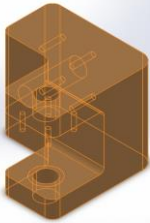
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line2 	Solid Body	Mass:52.522 kg Volume:0.0066907 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:514.716 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenh os\esq_braço_v4.SLDPRT Dec 10 15:45:24 2014



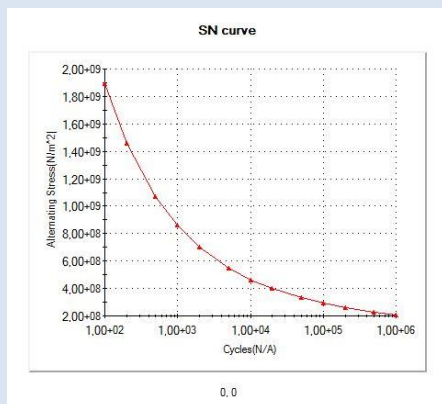
Study Properties

Study name	Fadiga_Quase_impacto
Analysis type	Fatigue(Constant Amplitude)
Event Interaction	Random
Computing alternating stress using	Stress intensity (P1-P3)
Shell face	Top Face
Mean stress correction	None
Fatigue strength reduction factor	1
Infinite life	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1045 Steel, cold drawn Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress	SolidBody 1(Split Line2)(esq_braço_v4)

Curve Data:



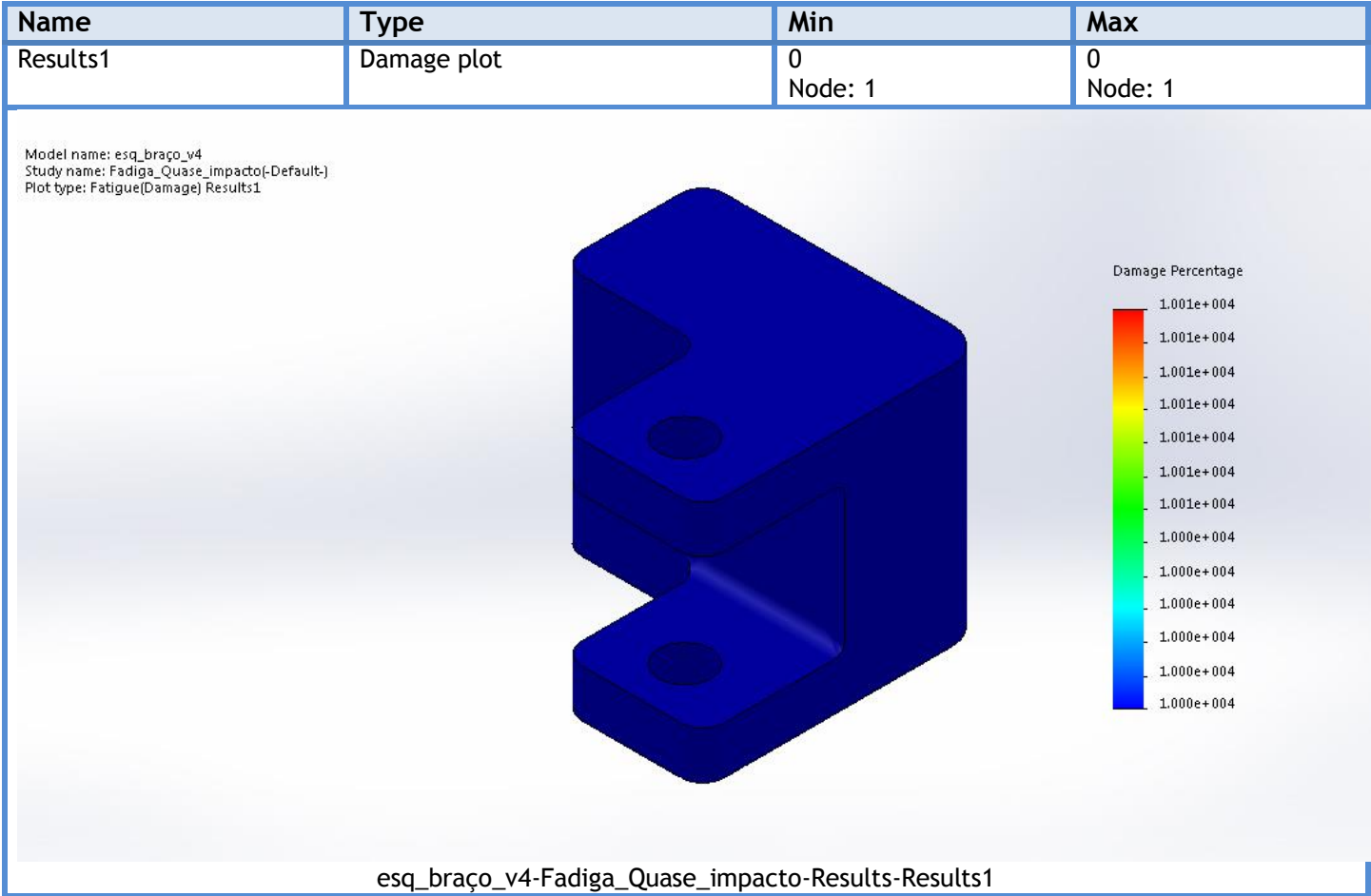
SN curve



Loading Options

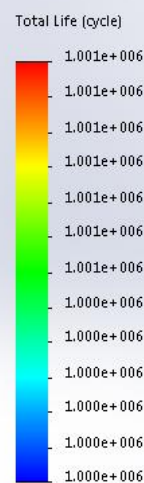
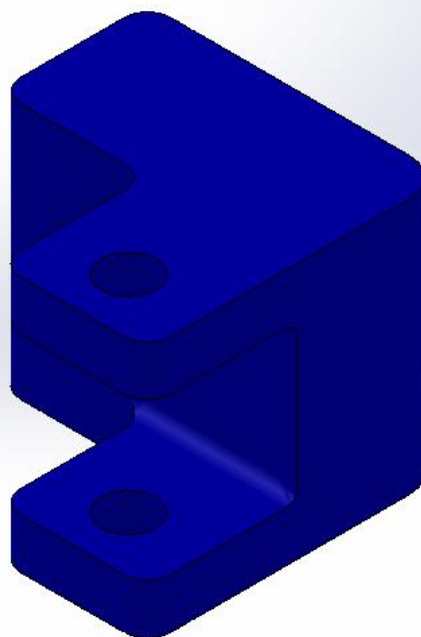
Event Name	No. of cycles	Loading type	Study Association		
Event-1	100000000	Zero Based (LR=0)	Study name	Scale Factor	Step
			Quase_impacto	1	0

Study Results



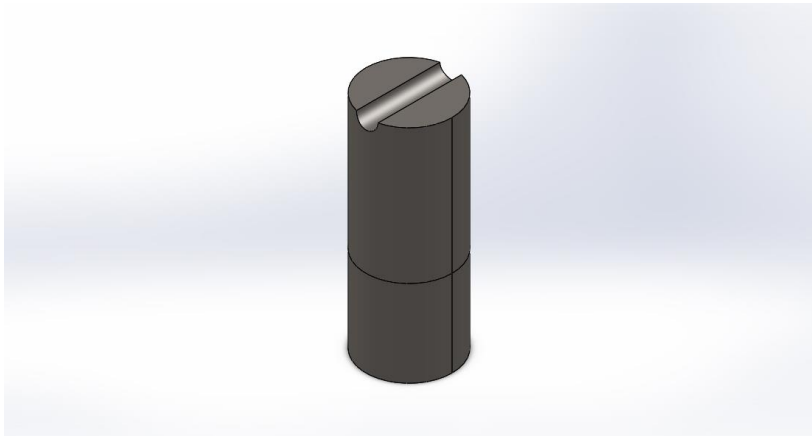
Name	Type	Min	Max
Results2	Life plot	0 cycle Node: 1	0 cycle Node: 1

Model name: esq_braço_v4
Study name: Fadiga_Quase_impacto(-Default-)
Plot type: Fatigue(Life) Results2



esq_braço_v4-Fadiga_Quase_impacto-Results-Results2





Description

Simulação ao elemento com duas pressões, uma de 92 MPa e de 57.6 MPa, no caso de uma travagem.

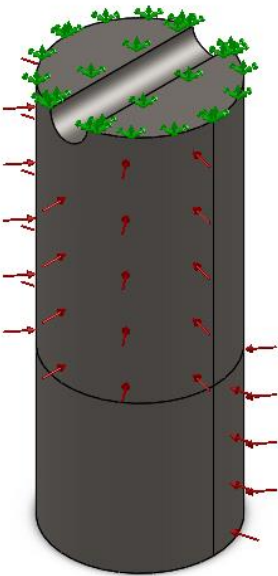
Simulation of pino_travagem

Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: travagem
Analysis type: Static

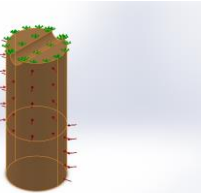
Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loads and Fixtures.....	4
Mesh Information	5
Study Results	6

Model Information



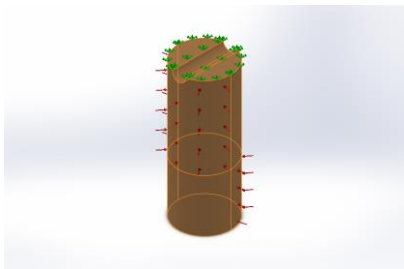
Model name: pino_travagem
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
<div>Split Line2</div> 	Solid Body	Mass:0.998884 kg Volume:0.000127246 m^3 Density:7850 kg/m^3 Weight:9.78907 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\pino_travagem.SLDPRT Dec 03 18:46:21 2014

Study Properties

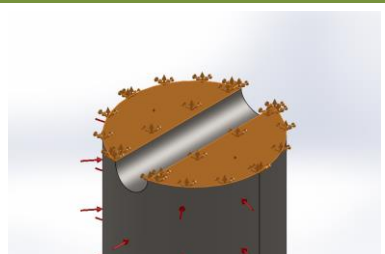
Study name	travagem
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	On
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos)

Material Properties

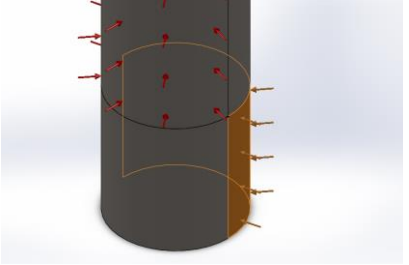
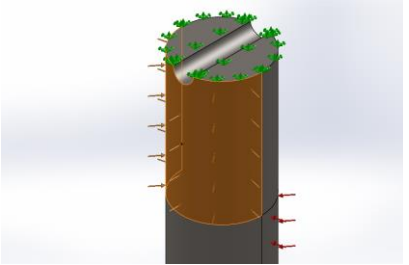
Model Reference	Properties	Components
	<p>Name: AISI 1045 Steel, cold drawn</p> <p>Model type: Linear Elastic Isotropic</p> <p>Default failure criterion: Max von Mises Stress</p> <p>Yield strength: 5.3e+008 N/m²</p> <p>Tensile strength: 6.25e+008 N/m²</p> <p>Elastic modulus: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Poisson's ratio: 0.29</p> <p>Mass density: 7850 kg/m³</p> <p>Shear modulus: 8e+010 N/m²</p> <p>Thermal expansion coefficient: 1.15e-005 / Kelvin</p>	SolidBody 1(Split Line2)(pino_travagem)
Curve Data:N/A		



Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-2		Entities: 2 face(s) Type: Fixed Geometry

Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	6.06506	-11.7822	-5473.6	5473.62
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		Entities: 1 face(s) Type: Normal to selected face Value: 92 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg
Pressure-3		Entities: 1 face(s) Type: Normal to selected face Value: 57.6 Units: N/mm ² (MPa) Phase Angle: 0 Units: deg



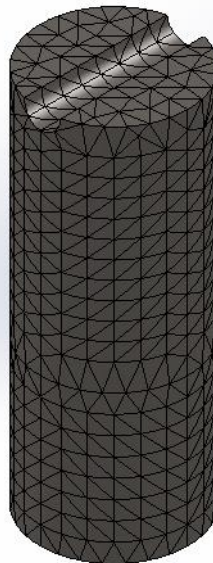
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Curvature based mesh
Jacobian points	4 Points
Maximum element size	0 mm
Minimum element size	0 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	9950
Total Elements	6503
Maximum Aspect Ratio	3.4659
% of elements with Aspect Ratio < 3	99.8
% of elements with Aspect Ratio > 10	0
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:01
Computer name:	FERNANDOVERGAS

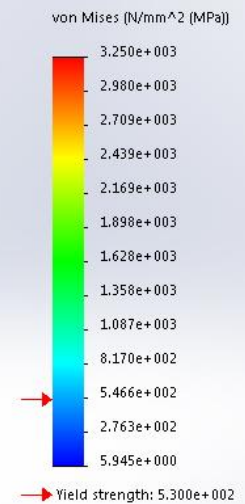
Model name: pino_travagem
Study name: travagem(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	5.94468 N/mm ² (MPa) Node: 384	3249.98 N/mm ² (MPa) Node: 28

Model name: pino_travagem
Study name: travagem(-Default-)
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 1

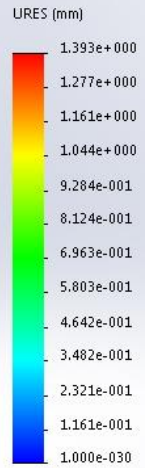


pino_travagem-travagem-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 1	1.39262 mm Node: 280



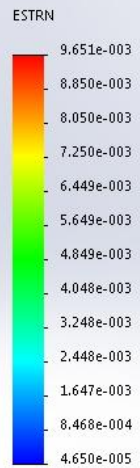
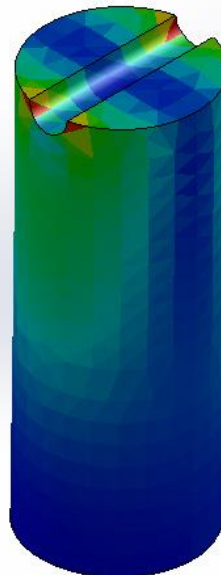
Model name: pino_travagem
 Study name: travagem[-Default-]
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 1



pino_travagem-travagem-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.65006e-005 Element: 2383	0.00965064 Element: 2280

Model name: pino_travagem
 Study name: travagem[-Default-]
 Plot type: Static strain Strain1
 Deformation scale: 1

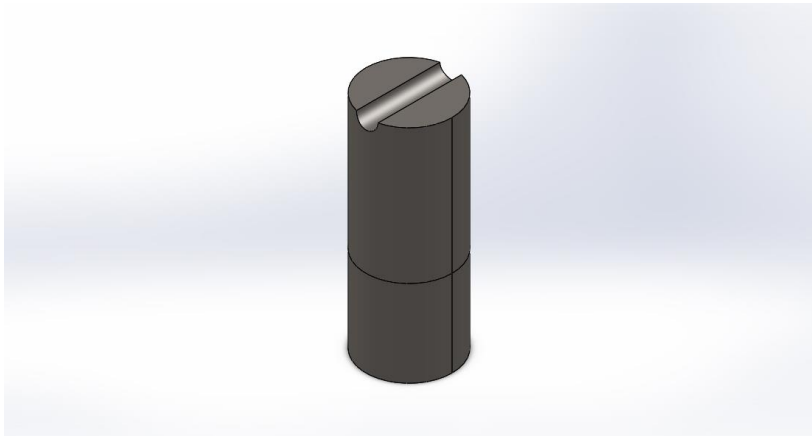


Name	Type
Displacement1{1}	Deformed Shape

Model name: pino_travagem
Study name: travagem(-Default-)
Plot type: Deformed Shape Displacement1{1}
Deformation scale: 1



pino_travagem-travagem-Displacement-Displacement1{1}



Simulation of pino_travagem

Date: quarta-feira, 10 de Dezembro de 2014
Designer: Solidworks
Study name: Fadiga_travagem
Analysis type: Fatigue(Constant Amplitude)

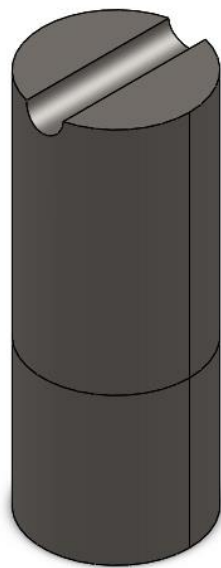
Table of Contents

Description.....	1
Model Information	2
Study Properties	3
Material Properties	3
Loading Options.....	4
Study Results	5

Description


Teste à fadiga do elemento com um milhão de ciclos, no caso de travagem.

Model Information



Model name: pino_travagem
Current Configuration: Default

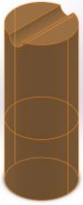
Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line2 	Solid Body	Mass:0.998884 kg Volume:0.000127246 m^3 Density:7850 kg/m^3 Weight:9.78907 N	C:\Users\Fernando Vergas\Documents\My Dropbox\Tese_FV\Desenhos\pino_travagem.SLDPRT Dec 03 18:46:21 2014

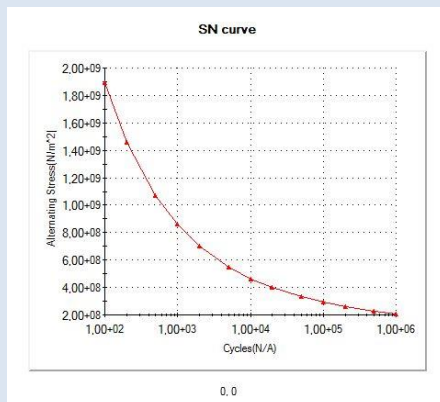
Study Properties

Study name	Fadiga_travagem
Analysis type	Fatigue(Constant Amplitude)
Event Interaction	Random
Computing alternating stress using	Stress intensity (P1-P3)
Shell face	Top Face
Mean stress correction	None
Fatigue strength reduction factor	1
Infinite life	Off
Result folder	SolidWorks document (c:\users\fernand-1\appdata\local\temp)

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1045 Steel, cold drawn Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress	SolidBody 1(Split Line2)(pino_travagem)

Curve Data:



SN curve



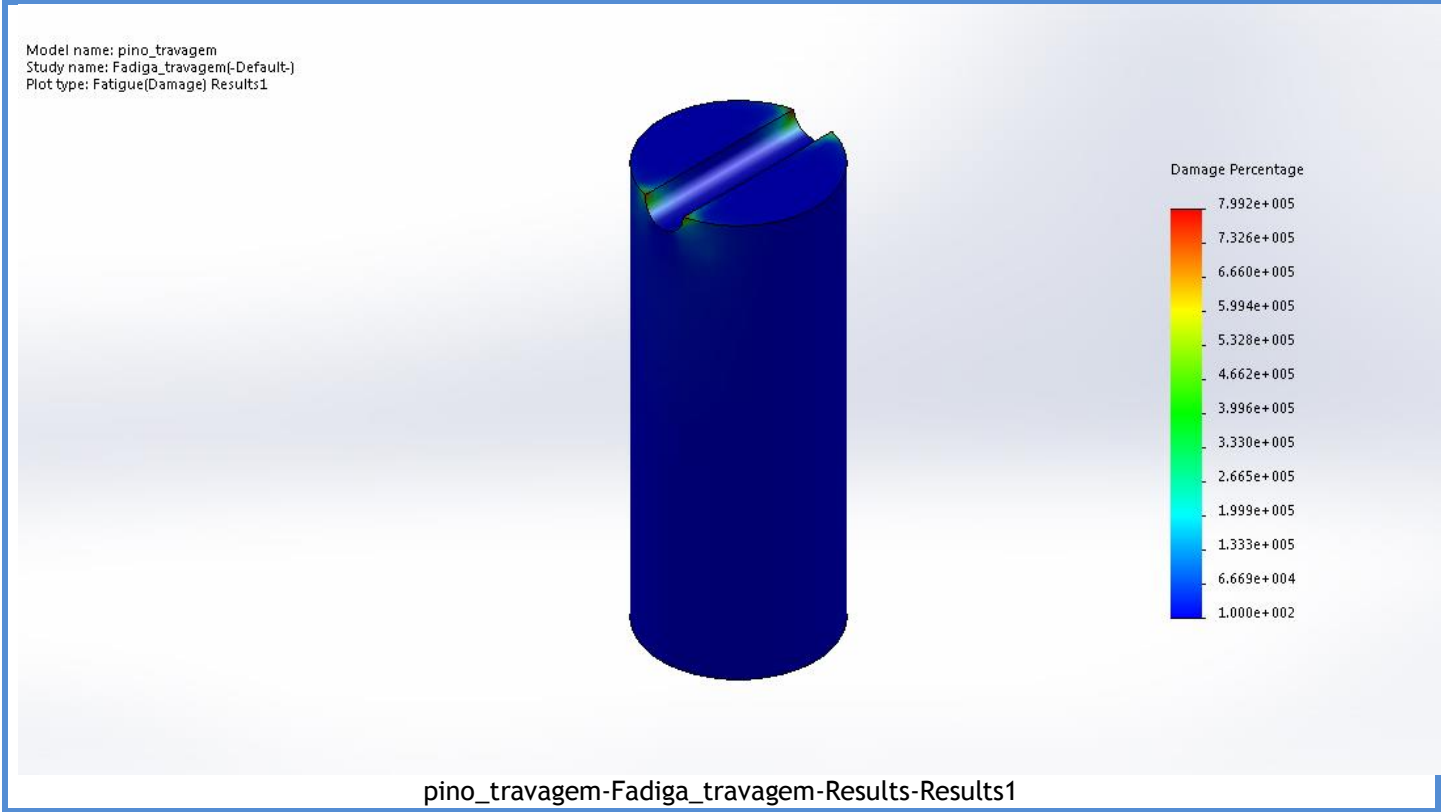
Loading Options

Event Name	No. of cycles	Loading type	Study Association		
Event-2	1000000	Zero Based (LR=0)	Study name	Scale Factor	Step
			travagem	1	0



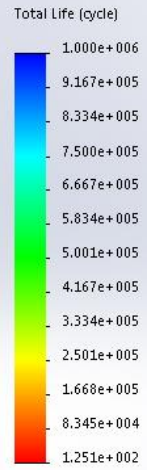
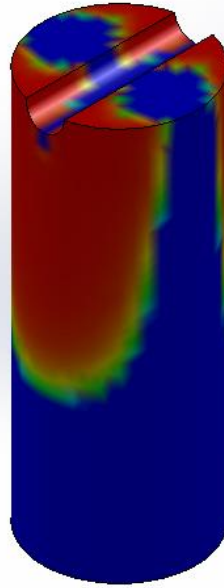
Study Results

Name	Type	Min	Max
Results1	Damage plot	100 Node: 3	799163 Node: 28



Name	Type	Min	Max
Results2	Life plot	125.131 cycle Node: 28	1e+006 cycle Node: 3

Model name: pino_travagem
Study name: Fadiga_travagem(-Default-)
Plot type: Fatigue(Life) Results2



pino_travagem-Fadiga_travagem-Results-Results2



9 Anexo C - Diversos

9.1 Cálculo de Pressão

Metodologia utilizada na resolução dos problemas [20], exemplo do pino:

Considera-se apenas metade do pino, uma roda, 60% do peso do reboque e o coeficiente de atrito de 1.

$$F_{\text{atrito}} = \mu \times \frac{\text{Peso bruto}}{2} = 1 \times \frac{0.6 \times 14000 \text{ Kg}}{2} = 4200 \text{ Kg} \cong 42000 \text{ N}$$

Considerando um pneu de raio 0.3 m, temos o momento no pneu,

$$M_{Rpneu} = 42000 \times 0.3 = 12600 \text{ N.m}$$

$$\begin{cases} \Sigma \text{ Forças na horizontal} = 0 \\ \Sigma \text{ Momentos do Pino} = \frac{12600}{2} = 6300 \text{ N.m} \end{cases} \Leftrightarrow$$

Divide-se o momento no pino por 2, para apenas considerar apenas uma roda.

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow \begin{cases} R_a - R_b = 0 \\ R_a \times 0,0825 - R_b \times 0,03125 = 6300 \text{ N.m} \end{cases} \\ R_a \times 0,0825 - R_b \times 0,03125 = 6300 \text{ N.m} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow R_a \cong 122927 \text{ N} \cong R_b \end{aligned}$$

Vem que a pressão de contato,

$$P_a = \frac{R_a}{\phi \times b_a} = \frac{122927}{40 \times 40} \cong 76,83 \text{ MPa}$$

$$P_b = \frac{R_b}{\phi \times b_b} = \frac{122927}{40 \times 62,5} \cong 49,17 \text{ MPa}$$

Em que ϕ corresponde ao diâmetro do pino e b à

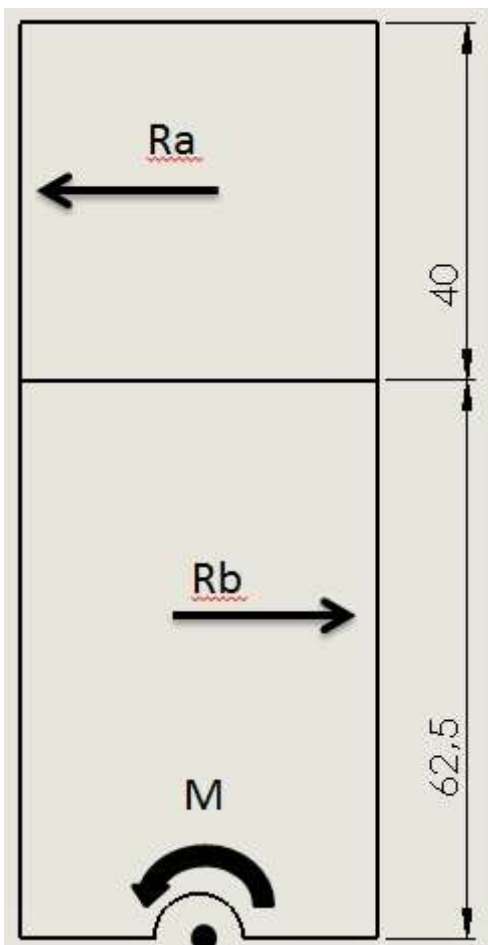


Figura 43 - Representação das Reações e Momento em metade do Pino em mm

amplitude da zona da reação.

Mas ainda falta adicionar a pressão que advém da

força normal,

$$P_{a0} = \frac{R_0}{\phi \times b_a} = \frac{21000}{40 \times 40} \cong 13,15 \text{ MPa}$$

$$P_{b0} = \frac{R_0}{\phi \times b_b} = \frac{21000}{40 \times 62,5} \cong 8,4 \text{ MPa}$$

Ficando,

$$P_a = 92 \text{ MPa}$$

$$P_b = 57,6 \text{ MPa}$$

Verificando a tensão de corte máxima,

$$\tau_{max} = \frac{R_a}{\frac{\pi \times \phi^2}{4}} = \frac{122927 \times 4}{\pi \times 40} = 92,82 \text{ MPa}$$

Para cada pino, sendo o eixo composto por dois, a tensão de corte é 195,6 MPa.

E para a força normal,

$$\tau_{max} = \frac{R_o}{\frac{\pi \times \phi^2}{4}} = \frac{21000 \times 4}{\pi \times 40^2} = 16,7 \text{ MPa} \Rightarrow 33,4 \text{ MPa (2 Pinos)}$$

9.2 Dimensionamento à Fadiga

Metodologia utilizada no dimensionamento à fadiga [21], caso do braço.

O limite de fadiga é dado por,

$$\sigma_e = k_{as} \times k_{ta} \times k_{sl} \times \bar{\sigma}'_{eb} \times \frac{1}{\gamma_{Me}}$$

Onde k_{as} representa o fator de acabamento superficial, k_{ta} o fator de tamanho e o k_{sl} o fator de solicitação.

$$\bar{\sigma}'_{eb} = \begin{cases} 0.506 \times \bar{\sigma}_u, & \bar{\sigma}_u \leq 1460 \text{ MPa} \\ 470, & \bar{\sigma}_u \geq 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

Onde $\bar{\sigma}_u$ representa a tensão de rotura média do aço, vem,

$$\bar{\sigma}_u \approx 1.1 \times \sigma_u \approx 1.1 \times 555 \approx 610.5 \text{ MPa}$$

Substituindo,

$$\bar{\sigma}'_{eb} = 0.506 \times \bar{\sigma}_u = 0.506 \times 610.5 = 308.9 \text{ MPa}$$

Determinando,

$k_{as} = a \times \bar{\sigma}_u^b$, em que a e b são fatores de superfície, neste caso uma superfície maquinada.

$$k_{as} = 4.45 \times 610.5^{-0.086} = 2.56$$

Calculando,

$$k_{ta} = \begin{cases} 1.24 \times d^{-0.107}, & 3 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.859 - \frac{d}{1195}, & 51 \leq d \leq 254 \end{cases}$$

E tomando como referência a menor espessura da peça, 40 mm, vem,

$$k_{ta} = 1.24 \times d^{-0.107} = 1.24 \times 40^{-0.107} = 0.836$$

De seguida,

$$k_{sl} = \begin{cases} 1.43 \times \bar{\sigma}_u^{-0.0778}, & \text{carga axial} \\ 0.258 \times \bar{\sigma}_u^{0.125}, & \text{torção} \end{cases} = \begin{cases} 1.43 \times 610.5^{-0.0778} \\ 0.258 \times 610.5^{0.125} \end{cases} = \begin{cases} 0.87 \\ 0.58 \end{cases}$$

Neste caso, como se tem as duas opções opta-se por escolher aquela que mais prejudicial seja para o componente, dito isto, 0.58 é escolhido porque é o valor que mais desce a tensão de fadiga do material.

$\gamma_{Me} = 1.7$, valor para uma carga axial ou torção e para um caso de inexistência de concentração de tensões.

Finalizando,

$$\sigma_e = k_{as} \times k_{ta} \times k_{sl} \times \bar{\sigma}'_{eb} \times \frac{1}{\gamma_{Me}} = 2.56 \times 0.836 \times 0.58 \times 308.9 \times \frac{1}{1.7} = 225.55 \text{ MPa}$$

Verificando as análises realizadas, pode-se verificar que as tensões obtidas são inferiores ao limite de fadiga encontrado como se pode verificar no Anexo B – Resultados das simulações.

Vamos também verificar o dimensionamento à fadiga da trave, devido a ser composta de material diferente.

Os passos são os mesmo que no caso do braço.

$$\bar{\sigma}_u \approx 1.1 \times \sigma_u \approx 1.1 \times 440 \approx 484 \text{ MPa}$$

$$\bar{\sigma}'_{eb} = 0.506 \times \bar{\sigma}_u = 0.506 \times 484 = 244.9 \text{ MPa}$$

$$k_{as} = a \times \bar{\sigma}_u^b = 4.45 \times 484^{-0.086} = 2.61$$

$$k_{ta} = 1.24 \times d^{-0.107} = 1.24 \times 10^{-0.107} = 0.969$$

$$k_{sl} = \begin{cases} 1.43 \times \bar{\sigma}_u^{-0.0778}, & \text{carga axial} \\ 0.258 \times \bar{\sigma}_u^{0.125}, & \text{torção} \end{cases} = \begin{cases} 1.43 \times 484^{-0.0778} \\ 0.258 \times 484^{0.125} \end{cases} = \begin{cases} 0.884 \\ 0.559 \end{cases}$$

$$\gamma_{Me} = 1.7$$

$$\begin{aligned}\sigma_e &= k_{as} \times k_{ta} \times k_{sl} \times \bar{\sigma}'_{eb} \times \frac{1}{\gamma_{Me}} = 2.61 \times 0.969 \times 0.559 \times 244.9 \times \frac{1}{1.7} \\ &= 203.97 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Verificando as análises realizadas, pode-se verificar que as tensões obtidas são inferiores ao limite de fadiga encontrado como se pode observar no Anexo B – Resultados das simulações.

Como a ligação deste componente é realizado através de solda, e analisando as tensões máximas obtidas pela análise realizada, 40 MPa (no caso de travagem) e de 45.9 MPa (no caso de quase impacto) sendo que o valor a considerar é metade dos mesmos, devido a ser um caso de tensão intermitente.

Num caso de anteprojecto admite-se que uma tensão de 35 MPa garante uma vida de 10^5 a 10^6 ciclos [22], validando o componente em análise.



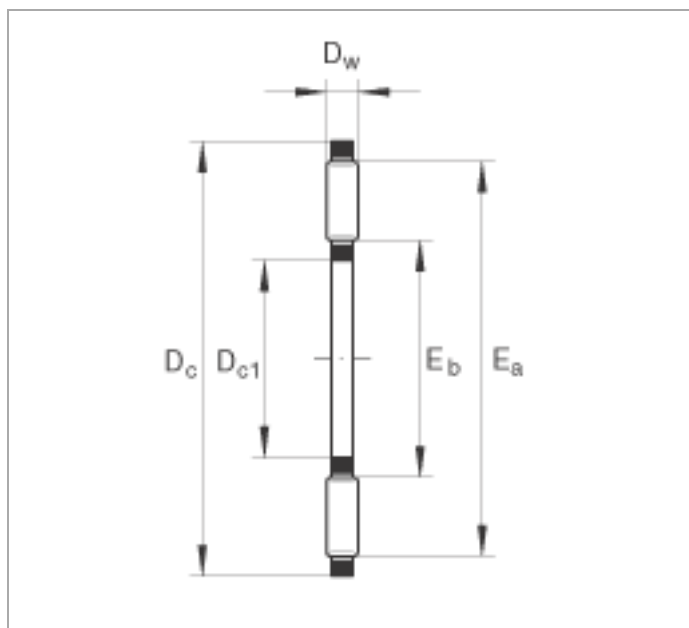
Coroas de agulhas axiais AXK4060

(Linha de produtos AXK)

atuação de um lado, conforme DIN 5405-2

A presente folha de dados é apenas um resumo de medidas e capacidades de carga do produto selecionado. É imprescindível observar todas as indicações constantes nestas folhas de resumo. Maiores informações sobre muitos produtos podem ser encontradas no item de menu "Descrição". Além disso, você também pode solicitar o envio de material informativo abrangente através da solicitação de catálogo (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/mediathek/library/library.jsp>) ou através do telefone +49 (91 32) 82 - 28 97.

Dc1	40 mm
Dc	60 mm
Dw	3 mm
Ea	58 mm
Eb	45 mm
m	16 g Peso
Ca	28000 N capacidade de carga dinâmica, axial
C0a	114000 N capacidade de carga estática, axial
Cua	11800 N carga limite de fadiga
nG	5600 1/min velocidade limite
nB	2440 1/min velocidade nominal
	AS4060 disco do mancal axial associado



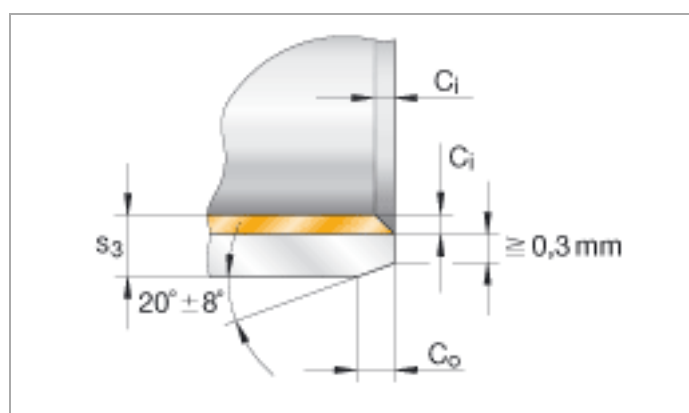
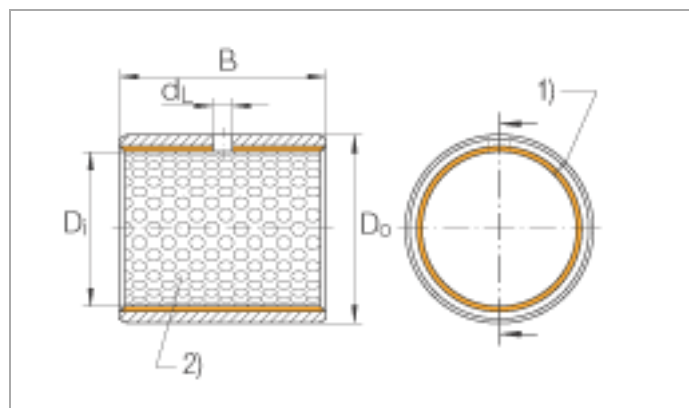


Buchas EGB4040-E50 (Linha de produtos EGB..-E50)

buchas, baixa manutenção, com dorso de aço e bolsas de lubrificação

A presente folha de dados é apenas um resumo de medidas e capacidades de carga do produto selecionado. É imprescindível observar todas as indicações constantes nestas folhas de resumo. Maiores informações sobre muitos produtos podem ser encontradas no item de menu "Descrição". Além disso, você também pode solicitar o envio de material informativo abrangente através da solicitação de catálogo (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/mediathek/library/library.jsp>) ou através do telefone +49 (91 32) 82 - 28 97.

Di	40 mm
Do	44 mm
B	40 mm Tolerância: +/-0,25
	tolerância de montagem recomendada:
	eixo
	h8
	furo da carcaça
	H7
1)	folga da junta
2)	bolsa de lubrificação
Ci max	0,7 mm
Ci min	0,1 mm
Co	1,2 mm Tolerância: +/-0,4
dL	4 mm
s3	2 mm
m	79,5 g Peso
	A deformação do furo de lubrificação devido ao arqueado, é admissível.
	Buchas com dimensões especiais sob consulta.





Discos de encosto EGW42-E50

(Linha de produtos EGW..-E50)

discos de encosto, baixa manutenção, com dorso de aço e
bolsas de lubrificação

A presente folha de dados é apenas um resumo de medidas e capacidades de carga do produto selecionado. É imprescindível observar todas as indicações constantes nestas folhas de resumo. Maiores informações sobre muitos produtos podem ser encontradas no item de menu "Descrição". Além disso, você também pode solicitar o envio de material informativo abrangente através da solicitação de catálogo (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/mediathek/library/library.jsp>) ou através do telefone +49 (91 32) 82 - 28 97.

D_i 42 mm Tolerância: +0,25

D_o 66 mm Tolerância: -0,25

s_3 1,5 mm Tolerância: -0,05

Cortes livres admissíveis (em função da ferramenta de puncionar). Posição qualquer.

2) bolsa de lubrificação

d_1 4 mm Tolerância: +0,4 / +0,1

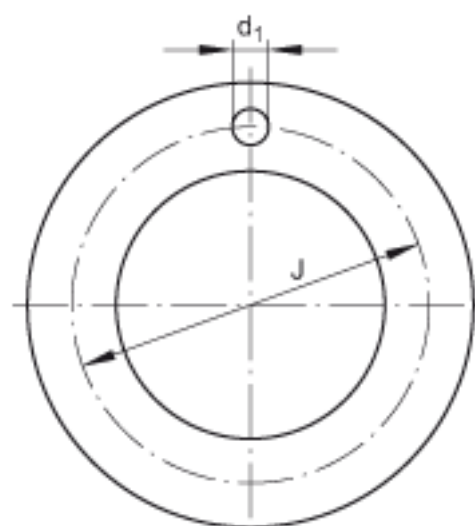
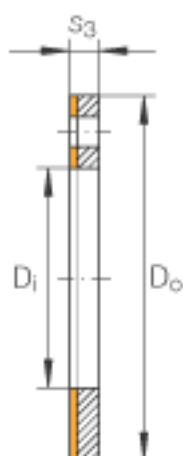
d_{6a} 66 mm Tolerância: +0,12

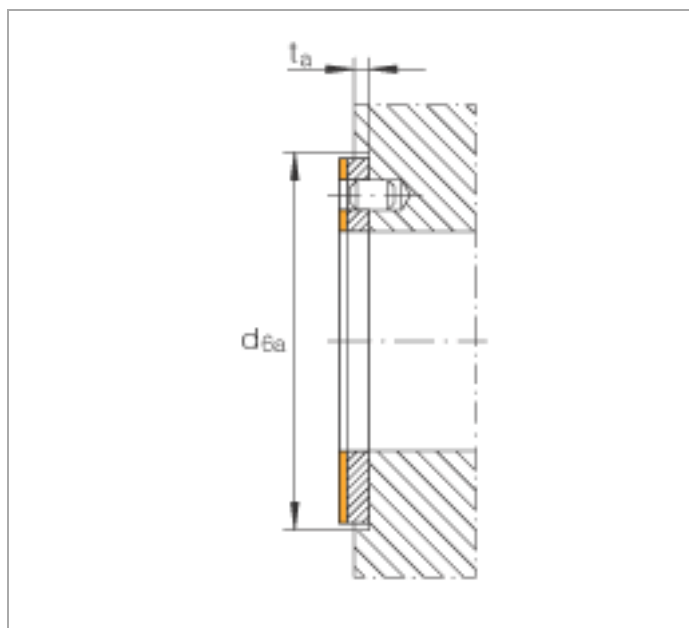
J 54 mm Tolerância: +/-0,12

t_a 1 mm Tolerância: +/-0,2

m 22,5 g Peso

Discos de encosto com dimensões especiais sob consulta.





Mecânica das Estruturas - formulário

Dimensionamento

$$\sigma_{vM} \leq \frac{f_y}{1.10} \quad \sigma_{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

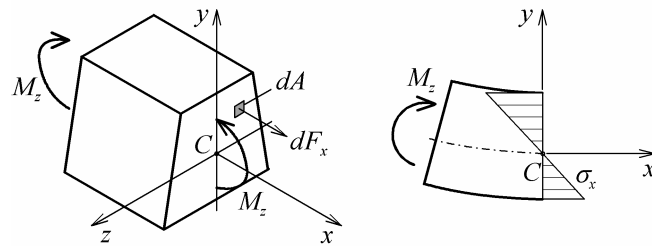
Aços: $E = 206 \text{ GPa}$, $G = 80 \text{ GPa}$, $\nu = 0.29$

S235 ($f_y = 235 \text{ MPa}$), S275 ($f_y = 275 \text{ MPa}$), S355 ($f_y = 355 \text{ MPa}$)

Flexão

$$\sigma_x = -\frac{M_z y}{I_z} \quad \sigma_x^{\max} = \frac{M_z}{W_z}$$

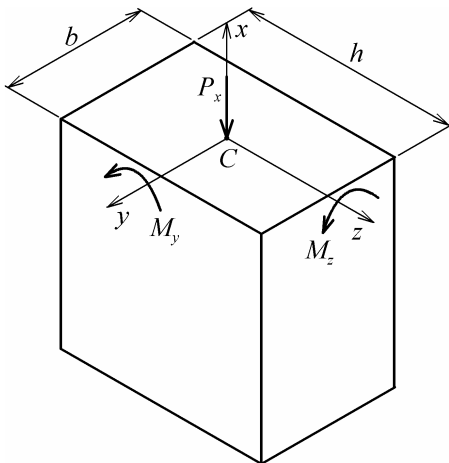
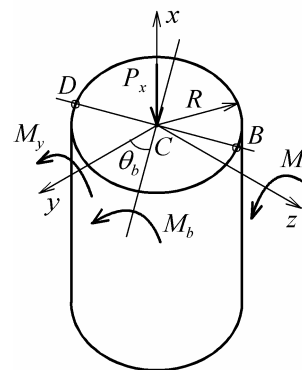
$$I_z = \iint_A y^2 dA \quad W_z = \frac{I_z}{|y|_{\max}}$$



$$\sigma_x(y, z) = -\frac{P_x}{A} - \frac{M_z y}{I_z} + \frac{M_y z}{I_y}$$

$$\sigma_{x, \max} = \frac{P_x}{A} + \frac{M_b}{W} \quad , \quad M_b = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

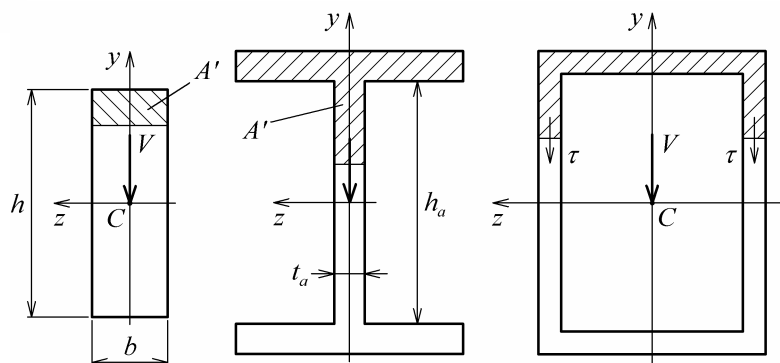
$$|\sigma_x|_{\max} = \frac{P_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y}$$



Corte transversal

$$\tau(y) = \frac{V Q_z(y)}{I_z b} \quad Q_z(y) = A' \bar{y}'$$

Perfis I: $\tau_{\max} \approx \frac{V}{h_a t_a}$



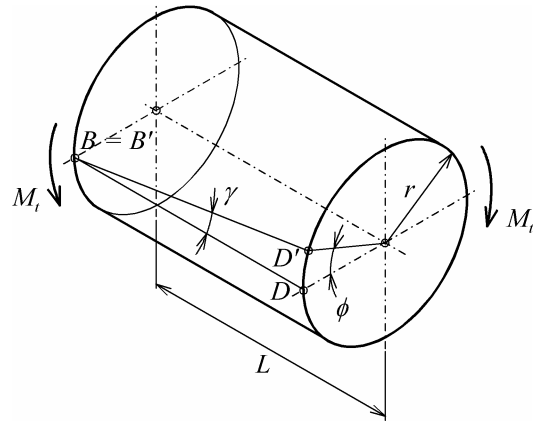
Torção

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{C_t} \quad \phi = \frac{M_t L}{GI_t}$$

Barras de secção circular maciças ou ocas

$$\tau = \frac{M_t r}{J} \quad \phi = \frac{M_t L}{JG} \quad J = \frac{\pi}{2}(R_o^4 - R_i^4)$$

(R_o – raio exterior, R_i – raio interior)

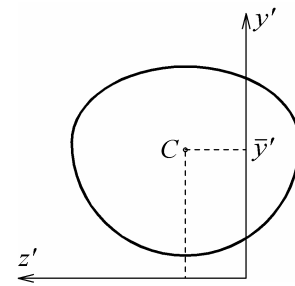


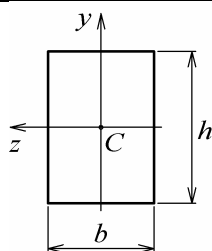
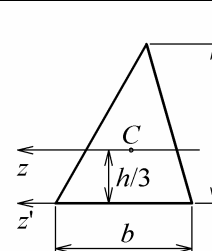
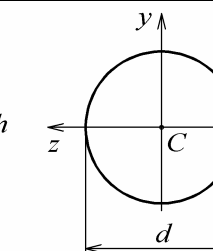
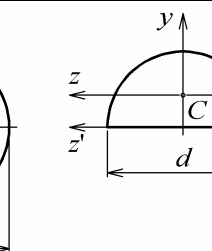
Centróides e momentos de área

$$\bar{y}' = \frac{1}{A} \iint_A y' dA \Rightarrow \bar{y}' = \frac{A_1 \bar{y}'_1 + A_2 \bar{y}'_2 + \dots + A_n \bar{y}'_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$

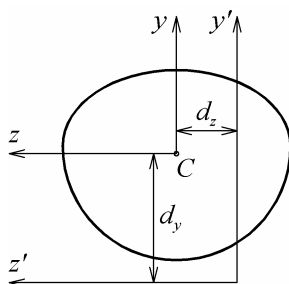
$$Q_{z'} = \iint_A y' dA \Leftrightarrow Q_{z'} = A \bar{y}' \Rightarrow Q_{z'} = Q_{z',1} + Q_{z',2} + \dots + Q_{z',n}$$

$$I_{z'} = \iint_A (y')^2 dA \Rightarrow I_{z'} = I_{z',1} + I_{z',2} + \dots + I_{z',n}$$



			
$I_z = \frac{bh^3}{12}$	$I_z = \frac{bh^3}{36}$	$I_y = I_z = \frac{\pi d^4}{64}$	$I_y = I_z = \frac{\pi d^4}{128}$
$I_y = \frac{hb^3}{12}$	$I_{z'} = \frac{bh^3}{12}$	$J_C = \frac{\pi d^4}{32}$	$J_C = \frac{\pi d^4}{64}$

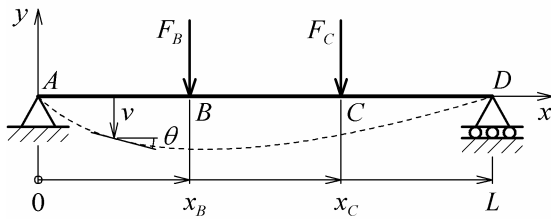
$$I_{z'} = I_z + Ad_y^2$$





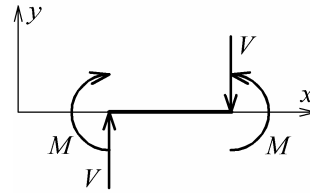
Mecânica das Estruturas – formulário – 2ª parte

Vigas



$$\frac{dv}{dx} \approx \theta$$

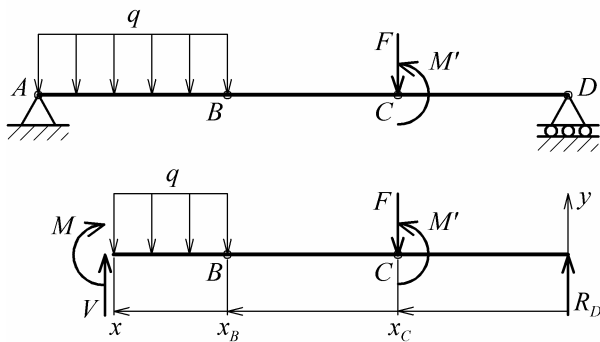
$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$



$$\langle x - a \rangle^n = \begin{cases} (x - a)^n & \text{se } x \geq a \\ 0 & \text{se } x < a \end{cases}$$

$$\theta = \int \frac{M}{EI} dx + C_1$$

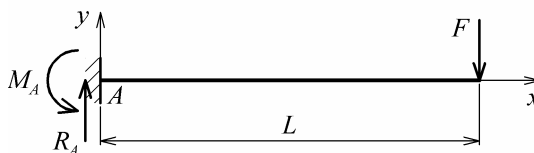
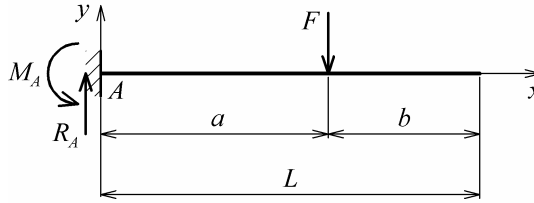
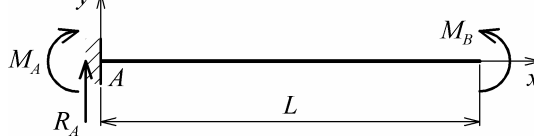
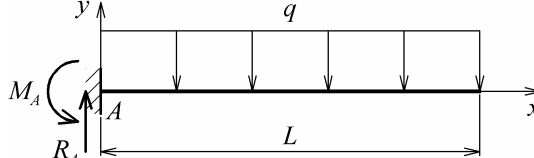
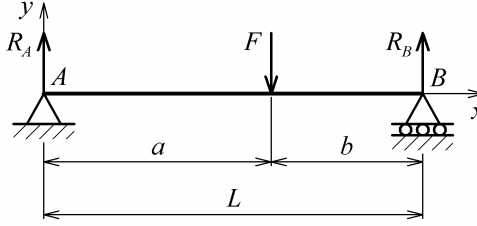
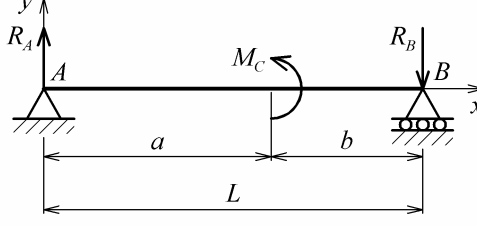
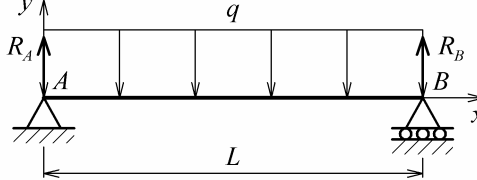
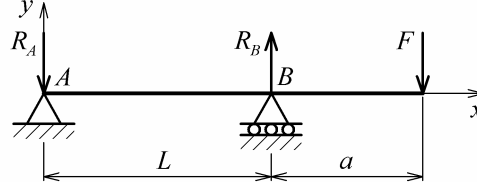
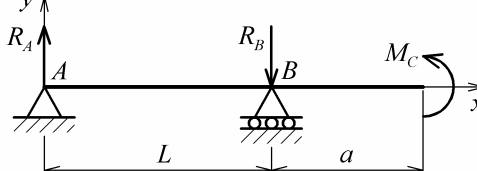
$$v = \iint \frac{M}{EI} dx + C_1 x + C_2$$

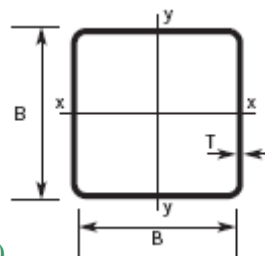


$$V(x) = -R_D + F \langle x - x_C \rangle^0 + q \langle x - x_B \rangle$$

$$M(x) = R_D x - F \langle x - x_C \rangle + M' \langle x - x_C \rangle^0 - \frac{q}{2} \langle x - x_B \rangle^2$$

Casos elementares de solicitação e apoio de vigas: reacções e deslocamentos.

	$R_A = F$ $M_A = FL$	$v = \frac{Fx^2}{6EI}(x-3L)$
	$R_A = F$ $M_A = Fa$	$v(x \leq a) = \frac{Fx^2}{6EI}(x-3a)$ $v(x \geq a) = \frac{Fa^2}{6EI}(a-3x)$
	$R_A = 0$ $M_A = M_B$	$v = \frac{M_B x^2}{2EI}$
	$R_A = qL$ $M_A = -\frac{qL^2}{2}$	$v = \frac{qx^2}{24EI}(4Lx - x^2 - 6L^2)$
	$R_A = \frac{Fb}{L}$ $R_B = \frac{Fa}{L}$	$v(x \leq a) = \frac{Fbx}{6EIL}(x^2 + b^2 - L^2)$ $v(x \geq a) = \frac{Fa(L-x)}{6EIL}(x^2 + a^2 - 2Lx)$
	$R_A = \frac{M_C}{L}$ $R_B = \frac{M_C}{L}$	$v(x \leq a) = \frac{M_C x}{6EIL}(x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2)$ $v(x \geq a) = \frac{M_C}{6EIL}[x^3 - 3Lx^2 + x(2L^2 + 3a^2) - 3a^2L]$
	$R_A = \frac{qL}{2}$ $R_B = \frac{qL}{2}$	$v = \frac{qx}{24EI}(2Lx^2 - x^3 - L^3)$
	$R_A = \frac{Fa}{L}$ $R_B = \frac{F}{L}(L+a)$	$v(x \leq L) = \frac{Fax}{6EIL}(L^2 - x^2)$ $v(x \geq L) = \frac{F(x-L)}{6EI}[(x-L)^2 - a(3x-L)]$
	$R_A = \frac{M_C}{L}$ $R_B = \frac{M_C}{L}$	$v(x \leq L) = \frac{M_C}{6EIL}(x^3 - L^3)$ $v(x \geq L) = \frac{M_C}{6EI}(3x^2 - 4Lx + L^2)$



Perfis quadrados ocos laminados a quente (EN 10210)

Código $B \times B$	t (mm)	G (kg/m)	A (cm ²)	I (cm ⁴)	W (cm ³)	I_t (cm ⁴)	C_t (cm ³)
120 x 120	4	14.4	18.4	410	68.4	635	101
	5	17.8	22.7	498	83	777	122
	6.3	22.2	28.2	603	100	950	147
	8	27.6	35.2	726	121	1160	176
	10	33.7	42.9	852	142	1382	206
	12.5	40.9	52.1	982	164	1623	236
140 x 140	5	21	26.7	807	115	1253	170
	6.3	26.1	33.3	984	141	1540	206
	8	32.6	41.6	1195	171	1892	249
	10	40	50.9	1416	202	2272	294
	12.5	48.7	62.1	1653	236	2696	342
150 x 150	5	22.6	28.7	1002	134	1550	197
	6.3	28.1	35.8	1223	163	1909	240
	8	35.1	44.8	1491	199	2351	291
	10	43.1	54.9	1773	236	2832	344
	12.5	52.7	67.1	2080	277	3375	402
	16	65.2	83	2430	324	4026	467
160 x 160	5	24.1	30.7	1225	153	1892	226
	6.3	30.1	38.3	1499	187	2333	275
	8	37.6	48	1831	229	2880	335
	10	46.3	58.9	2186	273	3478	398
	12.5	56.6	72.1	2576	322	4158	467
	14.2	63.3	80.7	2809	351	4579	508
	16	70.2	89.4	3028	379	4988	546
180 x 180	5	27.3	34.7	1765	196	2718	290
	6.3	34	43.3	2168	241	3361	355
	8	42.7	54.4	2661	296	4162	434
	10	52.5	66.9	3193	355	5048	518
	12.5	64.4	82.1	3790	421	6070	613
	14.2	72.2	92	4154	462	6711	670
	16	80.2	102	4504	500	7343	724
200 x 200	5	30.4	38.7	2445	245	3756	362
	6.3	38	48.4	3011	301	4653	444
	8	47.7	60.8	3709	371	5778	545
	10	58.8	74.9	4471	447	7031	655
	12.5	72.3	92.1	5336	534	8491	778
	14.2	81.1	103	5872	587	9417	854
	16	90.3	115	6394	639	10340	927

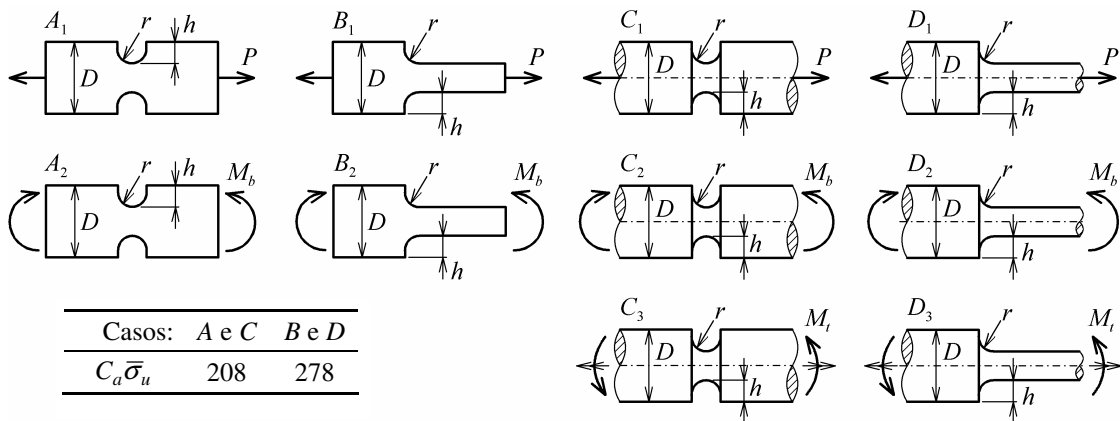
Dimensionamento à fadiga

$$\sigma_e = k_{as} k_{ta} k_{sl} k_{eb}' \frac{1}{\gamma_{Me}}, \quad \sigma_e' = \begin{cases} 0.506 \bar{\sigma}_u & \bar{\sigma}_u \leq 1460 \text{ MPa} \\ 740 & \bar{\sigma}_u > 1460 \text{ MPa} \end{cases}, \quad \bar{\sigma}_u \approx 1.1 \sigma_u, \quad k_{as} = a \bar{\sigma}_u^b$$

$$k_{ta} = \begin{cases} 1.24 d^{-0.107} & 3 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.859 - d / 1195 & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}, \quad k_{sl} = \begin{cases} 1.43 \bar{\sigma}_u^{-0.0778} & \text{carga axial} \\ 0.258 \bar{\sigma}_u^{0.125} & \text{torção} \end{cases}$$

$$d_{eq} = 2 \sqrt{\frac{A_{95}}{\pi(1-0.95^2)}} \quad (\text{veio não rotativo à flexão: } d_{eq} = 0.37d)$$

Estado da superfície	a	b	Carga	Concent. tensões	γ_{Me}
Rectificada	1.58	-0.086	Flexão	Não	1.5
Maquinada/ Laminada a frio	4.45	-0.265		Sim	1.7
Laminada a quente	56.1	-0.719	Axial ou torção	Não	1.7
Forjada	271	-0.995		Sim	1.9



$$K_f = \frac{K_t}{1 + \frac{C_a K_t - 1}{\sqrt{r} K_t}}, \quad \sigma_a = K_f \frac{\sigma_{n,\max} - \sigma_{n,\min}}{2}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{n,\max} + \sigma_{n,\min}}{2}$$

Índice 'n' – tensões nominais calculadas pelas fórmulas de Mecânica das Estruturas

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 = 1$$

Cálculo de veios maciços rotativos

$$\sigma_b = \frac{32 M_b}{\pi d^3}, \quad \tau_t = \frac{16 M_t}{\pi d^3}, \quad \sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \tau_t^2} \leq \frac{\sigma_0}{\gamma_s} \Rightarrow d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \gamma_s}{\pi \sigma_0} \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} M_t^2}}$$

$$\sigma_a = K_f \sigma_b, \quad \sigma_m = \sqrt{3} \tau_t, \quad \frac{\gamma_s \sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\gamma_s \sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 \leq 1$$

Escatel de chaveta paralela: $K_f \approx K_t \approx 2.6$